

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky



**Optimalizace řízení pohybu rtu hydraulického nátoku
papírenského stroje**

The Optimization of the Paper-making Machine Tip Motion

Vypracoval: Jan Strakoš

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra mechaniky

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Strakoš**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3901R003 Aplikovaná mechanika
Téma: Optimalizace řízení pohybu rtu hydraulického nátoku papírenského stroje
The Optimization of the Paper-making Machine Tip Motion

Zásady pro vypracování:

1. Úvod, popis mechanismu, jeho určení
2. Kinematické schema, analýza mechanismu
3. Popis a posouzení existujícího řízení mechanismu
4. Návrh úprav řízení mechanismu
5. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:


1. Brát, V., Rosenberg, J., Jáč, V. : Kinematika. SNTL / Alfa, Praha 1987.
2. Brát, V. : Maticové metody v analýze a syntéze prostorových vázaných mechanických systémů. Academia, Praha 1981.
3. Lederer, P. Teorie a optimalizace mechanických systémů. Skriptum ČVUT, Praha
4. Podešva, J. : Kinematika - soubor přednášek. Skriptum VŠB-TUO, Ostrava 2001.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013


doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.


V Ostravě: 20.5.2013

Jan Strakoš

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 20.5.2013.


podpis

Anotace

Jan Strakoš, Optimalizace řízení pohybu rtu hydraulického nátok papírenského stroje. Ostrava: Katedra mechaniky – 337, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2013. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá optimalizací řízení pohybu rtu hydraulického nátok papírenského stroje. V počátečních kapitolách je obecně popsán hydraulický nátok a řízení pohybu rtu, včetně popisu problémů stávajícího řízení. Na základě vytvořeného kinematického schéma horního rtu byly sestaveny rovnice, popisující jednotlivé vztahy mezi všemi členy mechanismu. Tyto vztahy byly využity u dalšího kroku výpočtu, kterým byl výpočet polohy horního rtu na základě délek snímačů. Při nastavování horního rtu jsou pro koncového zákazníka důležité hlavně změny délek horního a spodního táhla, kterými se poloha rtu nastavuje. Proto byly dále sestaveny rovnice vyjadřující změny délek těchto táhel, kterými lze určit o jakou hodnotu táhla posunout, aby se ret dostal do polohy požadované. Na konci práce je dále popsán návrh optimalizace řízení a numerický výpočet celého mechanismu.

Annotation of bachelor final work

Jan Strakoš, The Optimization of the Paper-making Machine Tip Motion. Ostrava: Department of mechanics – 337, VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, 2013. Bachelor of Science, head doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.

This thesis deals with The Optimization of the Paper-making Machine Tip Motion. In the early chapters is generally described the upper lip and motion control, including a description of problems in the current machine. Based on the established kinematic diagram of the upper lip were compiled equations describing the relationships between all members of the mechanism. These relationships were use in the next step of the calculation, which is calculation of lengths of sensors position of the upper lip . For the end customer are important mainly changes of lengths of the upper and lower link, which adjusts the position of the lip. Further are assembled equation expressing changes of lengths of the rods. These changes tells us, how must be moved with upper and lower link to attain upper lip to determined position. At the end of the work is further described design management optimization and numerical calculation of the whole mechanism.

Obsah

Seznam použitého značení-----	8
Seznam obrázků-----	9
1. Úvod-----	10
2. Výroba papíru-----	11
2.1 Proces výroby-----	11
3. Společnost Papcel -----	12
4. Části papírenského stroje-----	13
5. Nátoky -----	15
5.1 Tlakový nátok -----	15
5.2 Hydraulický nátok -----	16
5.2.1 Tlumič pulzací -----	17
5.2.2 Vtokové těleso -----	18
5.2.3 Blok stupňového difuzoru -----	18
5.2.4 Nátoková komora s výtokovou hubicí -----	19
5.2.5 Seřizovací ústrojí-----	19
5.2.6 Použité materiály-----	20
6. Popis mechanismu hydraulického nátoku-----	21
7. Základy mechanismů -----	23
7.1 Kinematické dvojice-----	23
7.1.1 Dělení kinematických dvojic -----	23
7.1.2 Třídy kinematických dvojic-----	25
7.2 Rozdělení mechanismů-----	28
7.2.1 Dělení podle počtu stupňů volnosti -----	28

7.2.2 Dělení podle typu převodu	29
7.2.3 Dělení podle počtu členů	29
7.3 Tvorba rovinných mechanismů	30
7.3.1 Rovinné kinematické dvojice	30
8. Kinematické schéma a rozbor.....	32
8.1 Určení mechanismu.....	33
8.2 Kinematický rozbor.....	33
9. Výpočet mechanismu.....	39
9.1 Určení polohy horního rtu.....	39
9.2 Nastavení horního a spodního táhla.....	41
10. Numerický výpočet.....	44
10.1 Numerický výpočet délek táhel z_1 a z_2 pro známé hodnoty x_c a y_c	44
10.2 Numerický výpočet reálného stroje.....	49
10.2.1 Numerický výpočet změny délek táhel z_1 a z_2	50
11. Návrh úprav řízení.....	51
12. Závěr.....	52
Seznam použité literatury.....	53

Seznam použitého značení

$A, B, C, D, E, F, G, H, R1, R2, S1, S2$	Označení jednotlivých bodů mechanismu	[mm]
$AB, AC, AD, BC, BD, BF, BH, HF, S1B, S2B, AR1, AR2$	Délky spojnic bodů	[mm]
$x_a, y_a, x_b, y_b, x_d, y_d, x_e, y_e, x_f, y_f, x_g, y_g$	souřadnice jednotlivých bodů vůči globálnímu souřadnému systému	[mm]
$dx_b, dy_b, dx_c, dy_c, dx_d, dy_d, dx_f, dy_f, dz_1, dz_2$	Změna souřadnic polohy jednotlivých bodů	[mm]
$\alpha, \alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2, \gamma, \delta, \delta_1, \delta_2, \varepsilon, \pi, \zeta, \varphi, \varphi_d, \psi, \chi, \nu$	Úhly jednotlivých členů mechanismu	[mm]
$L1, L2$	Délky snímačů polohy	[mm]
$z1, z2$	Délky ovládacích táhel	[mm]
$p1, q1, p2, q2$	Pevné rozměry čepů snímačů	[mm]
$xr1, yr1, xr2, yr2$	Souřadnice pevných čepů snímačů	[mm]
$xs1, ys1, xs2, ys2$	Souřadnice pohyblivých čepů snímačů	[mm]
pf, qf	Pevné rozměry bodu F vůči přednímu dílu	[mm]
$xc1, yc1$	Požadovaná poloha horního rtu	[mm]
xc, yc	Skutečná poloha horního rtu	[mm]

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Část papírenského stroje	13
Obrázek 2 - Sítová část	14
Obrázek 3 - schéma vysokotlakého nátok	15
Obrázek 4 - vlevo hydraulický nátok v provozu; vpravo s kruhovým rozdělovačem	16
Obrázek 5 - schéma hydraulického nátok včetně kruhového rozdělovače	16
Obrázek 6 - tlumič pulsací v praxi	17
Obrázek 7 - schéma vtokového tělesa	18
Obrázek 8 - hydraulický nátok s viditelným seřizovacím ústrojím nahoře	19
Obrázek 9 - schéma seřizování horního rtu	20
Obrázek 10 – hydraulický nátok - pohled na krokové motory umístěné nahoře	20
Obrázek 11 - schéma mechanismu horního rtu	21
Obrázek 12 - příklad mechanismu	23
Obrázek 13 - příklad nižší kinematické dvojice	24
Obrázek 14 - příklad vyšší kinematické dvojice	24
Obrázek 15 - kinematická dvojice první třídy	25
Obrázek 16 - kinematická dvojice druhé třídy	25
Obrázek 17 - kinematická dvojice třetí třídy	26
Obrázek 18 - kinematická dvojice čtvrté třídy	26
Obrázek 19 - kinematická dvojice páté třídy	27
Obrázek 20 - šroubová vazba	27
Obrázek 21 - mechanismus se sedmi stupni volnosti	28
Obrázek 22 - příklady mechanismů s různým počtem členů	29
Obrázek 23 - rotační kinematické dvojice	30
Obrázek 24 - posuvné kinematické dvojice	30
Obrázek 25 - valivá kinematická dvojice, valení bez prokluzu	31
Obrázek 26 - obecná kinematická dvojice, valení s prokluzem	31
Obrázek 27 - kinematické schéma mechanismu horního rtu papírenského stroje	32
Obrázek 28 - kinematické schéma pro výpočet x_b , y_b	33
Obrázek 29 - kinematické schéma pro výpočet L_1 , L_2	35
Obrázek 30 - kinematické schéma pro výpočet z_1 , z_2	37
Obrázek 31 - kinematické schéma určení polohy horního rtu	39
Obrázek 32 - schéma pro výpočet nastavení polohy horního rtu	41

Seznam příloh

Příloha č.1 Výkresová dokumentace	
-----------------------------------	--

1. Úvod

Tato Bakalářská práce se zabývá řízením pohybu rtu hydraulického nátoku papírenského stroje. Požadované nastavení polohy horního rtu je nesnadné a probíhá v několika krocích, což je časově náročné a výroba se tím prodlužuje. To se dále odráží na ceně výsledného produktu. V této práci by měly být vyřešeny kinematické vztahy mezi jednotlivými členy mechanismu a rovnice pro nastavení předepsané polohy horního rtu, případně návrh optimalizace ovládání stroje.

2. Výroba papíru

Počátky výroby papíru lze nalézt hluboko v historii, již v 3. tisíciletí př. n. l. , kdy se v Číně poprvé začal objevovat nový materiál, který byl v tehdejší době vyráběn z konopí. Papír byl postupně upravován a vyvíjen až do podoby, kterou známe dnes. S vynálezem tohoto dnešního papíru přišli opět obyvatelé Číny, konkrétně úředník roku 105 n. l. Výroba byla dlouhou dobu výhradně v Číně, dokud nebyl „recept“ na výrobu ukraden Araby. Poté se výroba papíru postupně začala rozšiřovat po celém světě, kde díky své nenákladné výrobě získávala převahu nad tehdejším pergamenem, který byl o poznání dražší. Papírny vznikaly také v českých zemích, kde můžeme jmenovat například papírny v Turnově, Frýdlantu či Starém Městě pražském.

V počátcích byl papír vyráběn ručně. Od tohoto způsobu bylo poměrně rychle ustoupeno díky velkému rozvoji a poptávce. O přechod na moderní výrobu na papírenských strojích se zasloužil Fourdrinier, který přišel s moderním pojetím výroby.

2.1 Proces výroby

Papír, jak ho známe dnes se vyrábí ze dřeva a ve velké míře také recyklací. Výrobní proces je rozdělen na několik technologických úkonů.

Prvním krokem je příprava celulózy z původních materiálů. Celulóza je koncentrovaný roztok vláken v tekutině. Během procesu se látka promývá a proto zde dochází k velké spotřebě vody. Dále se vzniklá vláknina umele v diskových mlýnech, doba mletí závisí na požadovaném typu papíru. Poté se vzniklá vláknina chemicky upravuje různými chemickými prostředky- přísady pro odstranění průsvitnosti (kaolin), látky pro zvýšení pevnosti (škrob) a také barvy a klíždla, které zabraňují rozpíjení.

V dalším procesu se roztok vlákniny přesouvá na papírenský stroj, kde je v takzvané „mokrě“ části z vláknité suspenze odstraňována voda pomocí podélného síta, na kterém se vlákna usazují a voda je propouštěna do sběrné nádoby. Jakmile je odstraněno dostatečné množství vody, pokračuje papírový list dál k lisování, kde se pomocí lisu vytlačuje z papíru další voda. Ani při tomto procesu není papír ještě zcela vysušen, a proto následuje sušící část, při které je na válcích vysušován horkou párou. Během sušení se papír také povrchově upravuje pomocí natíracího zařízení, které se nachází mezi válci a pak je tzv. kalandrem vyhlazován. Nakonec je papírový list navíjen buď do velkých papírových rolí nebo upravován na různé formáty, které jsou dány Mezinárodní organizací pro standardizaci - ISO

3. Společnost PAPCEL

Podnik PAPCEL Litovel má již poměrně dlouhou tradici. Byl založen již roku 1950 a zanedlouho se začal dostávat do podvědomí tehdejšího papírenského průmyslu. Tato, od roku 1998, akciová společnost se zabývá výrobou, ale také veškerým servisem, montáží a úpravou strojů pro všechna odvětví papírenského průmyslu. Podnik má k dispozici kompletní technickou a také obchodní podporu, která obsahuje technické a obchodní služby, montáž, svůj technologický a technický rozvoj, podnikové zkušebny, oblast inženýringu a správy projektů a samozřejmě jsou také předvýrobní a výrobní oddíly s kompletním technickým vybavením pro vybranou strojírenskou výrobu.

Obchodní partnery a spokojené zákazníky společnosti najdeme téměř po celém světě. Ve východní Evropě můžeme zmínit Rusko, Ukrajinu, Litvu, Kazachstán, Uzbekistán a Bělorusko. V oblasti střední Evropy jsou největšími zákazníky společnosti z České republiky, Slovenska a Polska. V západní Evropě dominují odběratelé z Francie, Švýcarska a Německa. Firma se také úspěšně snaží rozšiřovat své produkty a služby do oblastí Blízkého východu, Asie, Afriky a Ameriky. V průběhu své existence si již získala trhy například Egypta, Turecka, Íránu, Ekvádoru, Kolumbie, Venezuely nebo také Mexika.

Nabídka a možnosti firmy:

- dodávky papírenských strojů s šíří síta až do 6 metrů
- úplné linky přípravy látky s výkonem až 750 t/den pro sběrový papír a až 250 t/den pro celulózu
- jednotlivé dodávky strojů a zařízení pro přípravu látky a papírenské stroje
- opravy a servis papírenských strojů a příprava látky
- výroba válců tlakových a beztlakových do průměru 1 800 mm a délky 8 000 mm
- řízení projektů (plánování, rozpočty, kontrola nákladů: řízení cash-flow projektu, zprovoznění investice)
- technické výpočty procesů, technologická schémata, zajištění projektové dokumentace
- zajištění dodávek (poptávkové řízení, vyhodnocení nabídek, spolupráce při rozhodování o objednávkách a při vypracování kupních smluv, zajištění logistiky, organizace montáže a montážní dozor, uvedení linky do provozu, garanční zkoušky)
- řízení stavby (koordinace výběrových řízení, stavební dozor, kontrola průběhu a kvality stavebních prací)

4. Části papírenského stroje

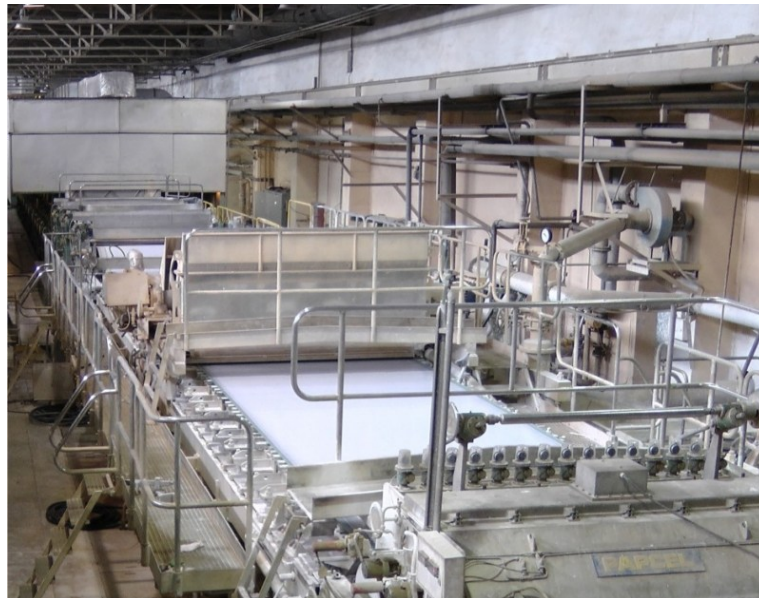
Výrobní linka pro výrobu papíru je komplikované zařízení, které se skládá z mnoha částí. Různé druhy papíru si žádají odlišné sestavení a členy papírenského stroje se mohou lišit.



Obrázek 1 - Část papírenského stroje

Základní části papírenského stroje:

- **Konstantní část** - vířivé třídiče, tlakové třídiče, odvzdušňovače látky, směšovací čerpadla, nádrže, míchadla, hydraulické a pneumatické rozvody, potrubí a armatury, prvky měření a regulace
- **Nátok** - otevřený, uzavřený tlakový, hydraulický
- **Sítová část** - odvodňovací prvky, prsní, vodící a tažné válce, regulátory běhu síta, napínání síta, ostříkové systémy (nízkotlaké, vysokotlaké), okrajové a přetrhové stříčky, hydraulické a pneumatické rozvody, třasáky, mazací systémy, vývěvy, sací válce, parní skříně, egutéry



Obrázek 2 - Sítová část

- **Lisová část-** vodící válce, lisové válce, zařízení pro napínání a regulaci běhu plstěnců, ostřikové systémy (nízkotlaké a vysokotlaké), savce plstěnců (jedno, dvoudrážkové), hydraulické a pneumatické rozvody, vývěvy, sací válce, parní skříně
- **Sušící část-** vodící válce síta a papíru, napínání sušících sít, regulátory běhu síta, škrabáky sušících válců (pevné, oscilační), lankové zaváděcí systémy, profukování sušících sít, centrální mazání (olejové, tukové), pneumatické rozvody, zákryt (otevřený, uzavřený), sušící válce (s možnou úpravou povrchu), parokondenzační systém, rekuperace tepla, stabilizační skříně, pohony sušící části (otevřené, uzavřené, tiché)
- **Klížící lis, včetně:** lisových a vodících válců, hydraulického a pneumatického rozvodu, zařízení pro přípravu nátěrových hmot, lankového zaváděcího systému, rozháněcích válců
- **Soft kalandr-** jednonipový, dvounipový
- **Navíječ, včetně:** lankového zaváděcího systému, roztáčení tamborů, páskového zavádění na nový tambor, zásobníku prázdných tamborů s možností automatického podávání do navíječe
- **Převíječka-** řezací sekce (s opásáním - nožový válec); s tangenciálním řezem, generátorová brzda
- **Rozvlákňovač-** gaučový, lisový, pod klížící lis, pod navíječ, pod převíječku

5. Nátoky

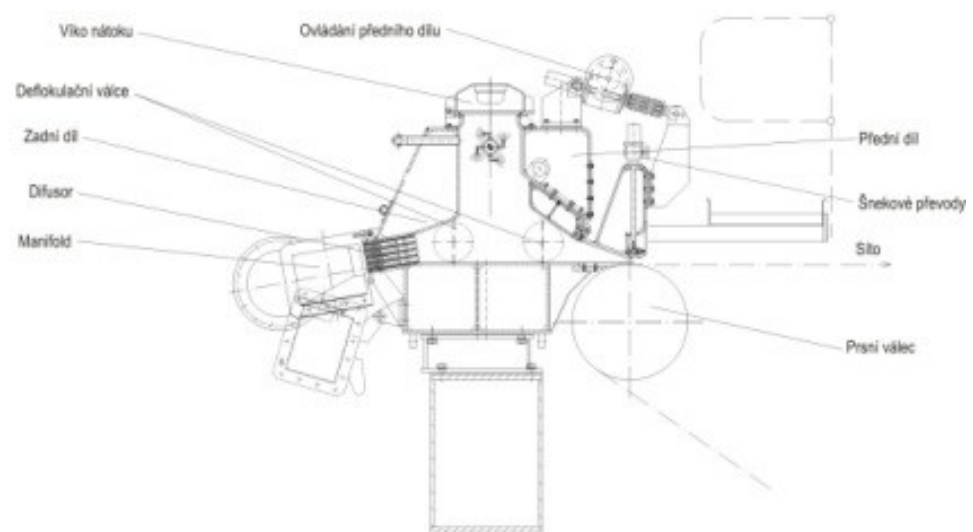
Nátok se nachází v papírenském stroji mezi přípravnou látky a sítím. Zajišťuje, aby se přiváděná papírová hmota dostávala na síto předem danou rychlostí a v dané tloušťce, kterou potřebujeme pro určitý druh papíru.

Nátoky jsou rozděleny na 3 základní typy:

- 1) Otevřený- starší typ nátoku, velice málo používaný
- 2) Tlakový (uzavřený)
- 3) Hydraulický

5.1 Tlakový nátok

Tyto nátoky pracují s vysokým tlakem, vzduchovým polštářem a také s deflokulačními válci. Nacházejí uplatnění zejména u papírenských strojů, které lze účinně využívat při rychlostech do 600 m/min a které nabízejí proměnné průtokové poměry.



Obrázek 3 - schéma vysokotlakého nátoku

Nátokem protéká papírenská hmota, která z velké části obsahuje vodu, proto musí být vnitřní části stroje, které s tekutinou přicházejí do styku, vyrobeny z kvalitní nerezové oceli a důležité části stroje navíc leštěny. Difuzorová deska společně s deflokulačními válci dovoluují turbulentní proudění hmoty a dále je nátok vybaven také protipěnovou a oplachovou stříčkou. Stroj umožňuje nastavení horního rtu ve dvou směrech a také lze využít předsazení dolní hrany. Nastavení rtu probíhá s využitím dvou táhel se šnekovými převodovkami nebo lze cílové polohy dosáhnout pomocí krokových motorů, které jsou spojeny s řídicím systémem stroje.

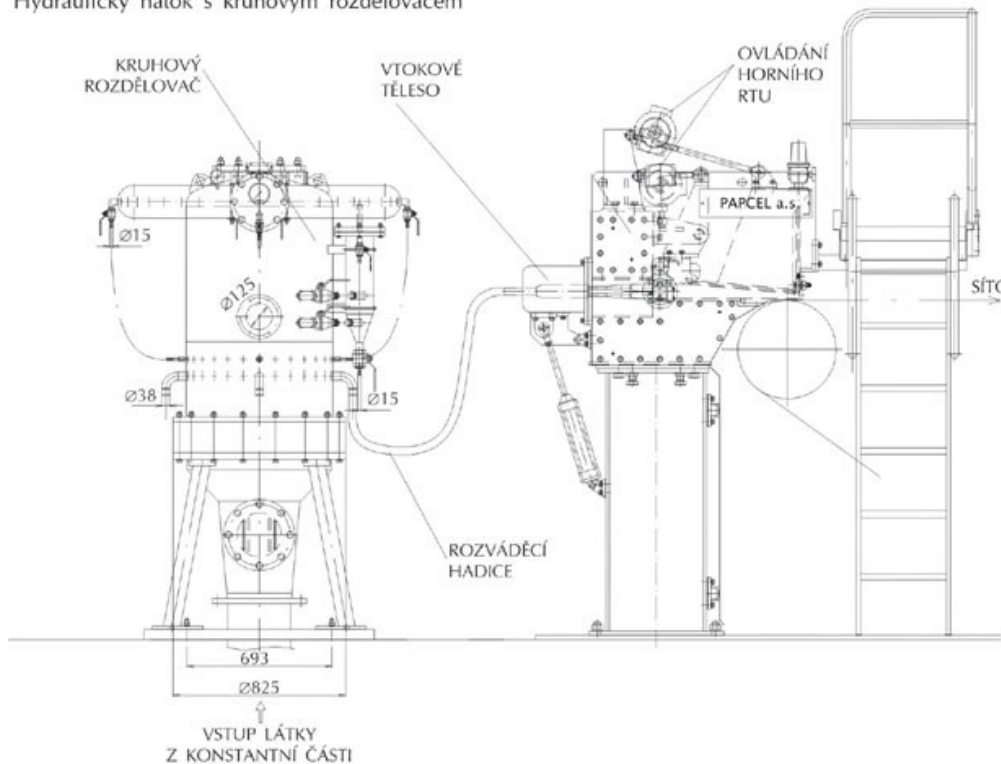
5.2 Hydraulický nátok

Hydraulický nátok papírenského stroje pracuje, na rozdíl od vysokotlakého nátoku, bez vzduchového polštáře, což znamená, že je papírovinou zaplněn úplně. Stroj se velmi podobá vysokotlakému nátoku, největšími rozdíly mezi oběma stroji jsou stupňový difuzor, který je v hydraulickém nátoku zabudován, a tlumič pulzací nacházející se u hydraulického stroje před nátokem. Využití nalézá zejména u papírenských strojů s rychlostí nad 300 m/min a také u strojů s nižší konzistencí.



Obrázek 4 - vlevo hydraulický nátok v provozu; vpravo s kruhovým rozdělovačem

Hydraulický nátok s kruhovým rozdělovačem



Obrázek 5 - schéma hydraulického nátoku včetně kruhového rozdělovače

Části hydraulického nátoku:

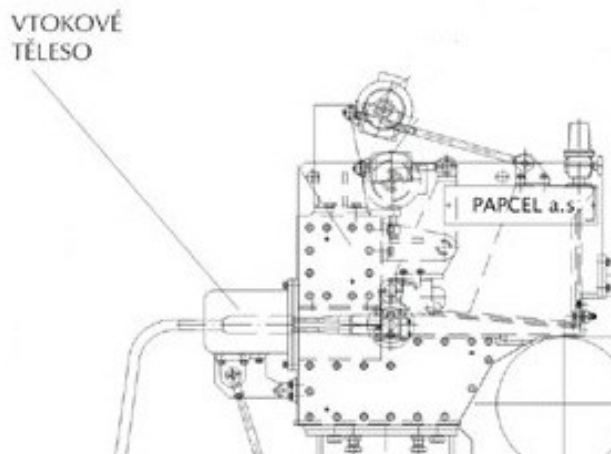
5.2.1 Tlumič pulzací



Obrázek 6 - tlumič pulzací v praxi

Tlumič pulzací se nachází před vlastním hydraulickým nátokem a je do něj přiváděna papírová hmota z předchozího procesu. Tlumič se skládá z několika hlavních částí – vtokové sekce, perforované desky obsahující stupňovité otvory a nakonec z horního dílu, který obsahuje boční výstup k rozvaděči. Tato část pracuje se vzduchovým polštářem, který se nachází nad hladinou látky. Látka může být přiváděna v závislosti na potřebě vertikálně i horizontálně. Námi požadovaný nejvhodnější průtok je zajištěn vstupní geometrií, perforovanou deskou a také udržováním vhodné hladiny. Tento systém je navržen tak, aby tlumil nežádoucí pulsace, které vznikají v soustavě třídících nacházející se v konstantní části papírenského stroje. V případě potřeby lze tlumič použít také jako kruhový rozdělovač, který zachová všechny výhody původního systému, ale látka je přiváděna rozvaděcími hadicemi jednotného průřezu a jednotnými délkami. Při tomto sestavení lze také s výhodou využít i regulaci prostřednictvím ředicí vody.

5.2.2 Vtokové těleso



Obrázek 7 - schéma vtokového tělesa

Vtokové těleso se nachází na vstupu stroje, kde se stará o přívod látky do směru běhu stroje a také o rovnoměrné rozvádění po celé šířce vznikajícího papírového listu. U nátoků mohou být použita vtoková tělesa s recirkulací nebo tělesa bez recirkulace v závislosti na použitém rozdělovači, který přivádí papírovou hmotu do vtokového tělesa. Jestliže je použit rozdělovač kruhový, který je s vtokovým tělesem propojen rozváděcími hadicemi, využíváme vtokové těleso bez recirkulace. V případě použití tělesa s recirkulací je velmi důležité správné nastavení pro danou charakteristiku papíru.

5.2.3 Blok stupňového difuzoru

Blok je část hydraulického nátoku, která zabezpečuje rozvod látky po nátoku. Je sestaven tak, aby papírenskou hmotu rozdělil jednotně po celé pracovní ploše nátoku a také je navržen tak, aby vyvolával cílené turbulentní proudění, díky kterému dochází k deflokulaci vláken a zajišťuje, že každý jednotlivý výstup z difuzoru podává stejnosměrný průtokový profil. Materiálem pro výrobu bloku může být nerezová ocel vysoké kvality nebo speciální plast, který je použit buď na celou konstrukci bloku nebo je s výhodou využit jen na vložky na konci nátoku. Bezesporu nejvýhodnější řešení je použití nerezového bloku s vložkami, kde lze dodatečně provést úpravy v nastavení, pokud je například síla turbulentní příliš vysoká nebo se průtok skutečný liší od průtoku, na který je část dimenzována. Jednoduše tak můžeme výměnou vložek za nové modifikované vložky docílit požadovaného nastavení. Další možností je použití rozdílných vložek v různých částech nátoku, například odlišné vložky na okrajích. Výhodou jsou také jednodušší, levnější a rychlejší servisní úkony v případě poruchy nebo chybného nastavení.

5.2.4 Nátoková komora s výtokovou hubicí

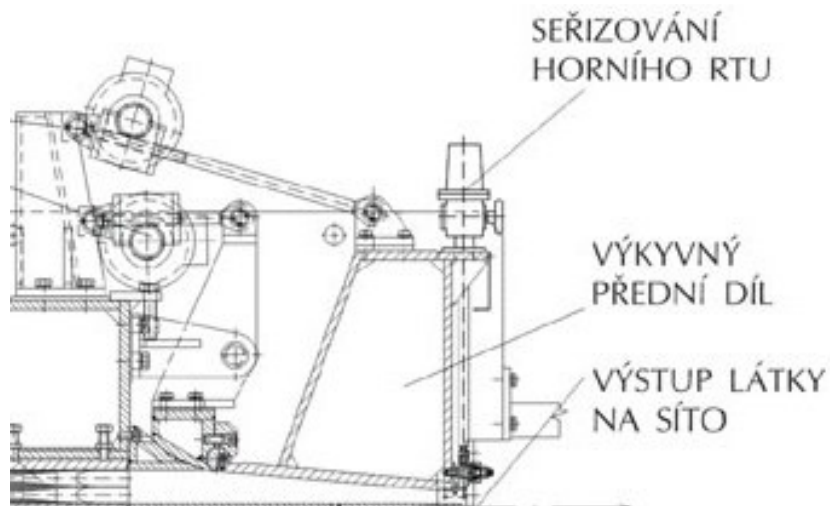
Tato část přivádí papírenskou hmotu z nátoku dál na síto a také slouží k usměrnění výtoku této látky. Nátoková komora, ale i další části stroje, jsou téměř v trvalém kontaktu s papírenskou látkou, která obsahuje velké množství vody. Z tohoto důvodu je kladen značný důraz na kvalitu materiálu u těchto součástí. Používána je nerezová ocel velmi vysoké kvality ve většině vnitřních částí. Navíc v místech, kde papírenská látka přímo protéká, je kladen velký důraz na hladkost povrchu, který přímo ovlivňuje jemnost papírenské látky a také usazování strusky, které může mít za následek výstup nekvalitní látky a tím znehodnocení celého výsledného produktu. Proto jsou tyto vnitřní části pečlivě elektrochemicky leštěny a podléhají přísným kritériím kvality. Materiály vysoké kvality dosahují navíc vyšší stability nátoku a samozřejmě daleko vyšší trvanlivosti.

5.2.5 Seřizovací ústrojí

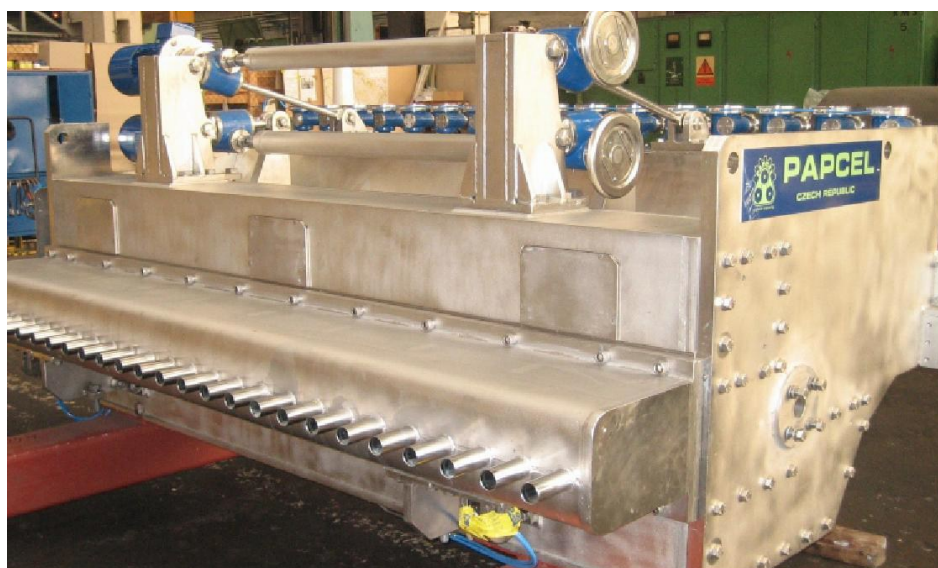


Obrázek 8 - hydraulický nátok s viditelným seřizovacím ústrojím nahoře

Seřizovací ústrojí má za úkol nastavit rozměry výtokové štěrbiný a tím výtoku látky ze zařízení na síto. Nastavení lze provést ručně nebo pomocí automatického řídicího systému. Ruční nastavení spočívá v naladění požadované polohy nastavovacím šroubem nebo lze nastavení uskutečnit také řídící vodou a ventily. Automatická regulace využívá krokových motorů a nebo také elektronicky ovládané ventily pro řídící vodu.



Obrázek 9 - schéma seřizování horního rtu



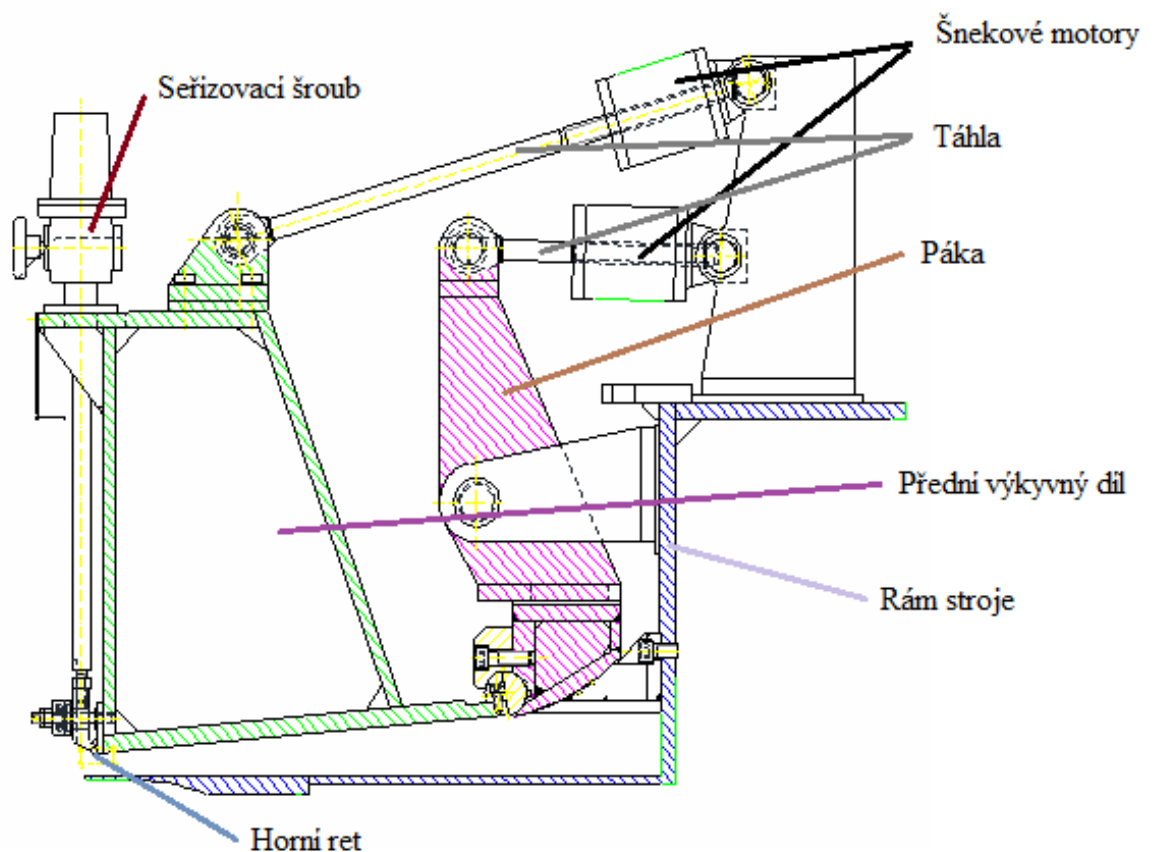
Obrázek 10 – hydraulický nátok - pohled na krokové motory umístěné nahoře

5.2.6 Použité materiály

Většina funkčních částí nátoku je vyrobena z kvalitní nerezové oceli a místa, která přichází do styku s papírovou látkou jsou navíc elektrochemicky leštěna. Vnější části stroje jako například stojany a držáky jsou vyrobeny z oceli konstrukční, která je povrchově upravena zinkováním. Na výrobu základových kolejnic byla použita litina.

6. Popis mechanismu hydraulického nátoku

Poloha horního rtu mechanismu je nastavována dvěma táhly se šnekovými motory, které se v závislosti na zadané poloze rtu vysouvají nebo zasouvají. Poloha horního rtu je snímána dvěma snímači polohy, které jsou součástí táhel, spojených s výkyvným dílem mechanismu. Pokud tedy chceme nastavit určitou polohu horního rtu, která je dána v osách X a Y, postup je následující. Nejdříve pomocí šnekového motoru vysuneme, popřípadě zasuneme spodní táhlo a tím pohneme pákou a také natočíme celý výkyvný díl. Horní ret změni polohu v ose X a také v ose Y a přiblíží se do požadované polohy. Při této změně polohy dojde také k prodloužení, popřípadě zkrácení táhel se snímači polohy, které nás informují o poloze rtu. Poté k dosažení požadované polohy je nutné také pohnout horním táhlem, které natáčí již jen výkyvný díl, ale opět dojde ke změně polohy jak v ose X, tak také v ose Y. Při nastavování obou táhel dochází ke změně polohy rtu v obou osách a je tedy potřeba provést několik kroků, než je dosaženo dané cílové pozice rtu. Nastavování probíhá pomocí složitých funkcí a horní ret se nastavuje v několika cyklech, což má za následek prodlužování tohoto procesu.



Obrázek 11 - schéma mechanismu horního rtu

Konstrukce mechanismu není vyřešena optimálně a proces regulace prodlužuje výrobní proces, což se projeví na ceně výsledného produktu. Další problémy mohou nastat v případě nepřesně nastaveného rtu. Průtok papírové hmoty se může lišit od požadovaného a tím vzniká zmetkový produkt, který přináší finanční ztráty. Další časové ztráty vznikají při opětovném přenastavení rtu. V neposlední řadě je důležité uvážit šířku stroje a další vlivy jako jsou turbulence a také nejednotný průtok po celé šířce stroje, který může být způsoben usazenou a zaschnutou hmotou nebo také průhybem některé části stroje. Tyto potenciální problémy mají za následek rozdílnou tloušťku papíru po jeho šířce a vzniká zmetek. K prevenci proti výše zmíněným problémům je horní ret opatřen navíc seřizovacími šrouby, které slouží k jemnému doladění cílové polohy a tím minimalizují možný vznik nežádoucích změn.

7. Základy mechanismů

Pojmem mechanismus nazýváme zařízení, které je určeno k transformaci pohybu a přenosu sil. Skládá se z určitého počtu těles svázaných mezi sebou pohyblivě, s výjimkou jednoho tělesa, které v mechanismu tvoří součást označovanou jako rám. Součástí mechanismu říkáme členy. Samotná tělesa se dále mohou skládat z dalších dílů pevně spojených dohromady.

Dělení členů mechanismu:

- Vstupní – pohání mechanismus a dodávají příchozí energii
- Přenosové – členy přenášející pohyb dále na další členy
- Výstupní – hnané členy konající požadovaný užitečný pohyb

7.1 Kinematické dvojice

Kinematickou dvojicí označujeme jakékoli dva členy mechanismu, jež jsou mezi sebou spojeny vazbou. Tato vazba může být mezi členy uskutečněna plochami, křivkami a body. Jednotlivé polohy těchto členů, které jsou svázány vazbami, jsou určeny souřadnicemi této dvojice a ty se shodují s počtem stupňů volnosti mezi oběma tělesy.

Třída kinematické dvojice označuje, kolik stupňů volnosti odebírá relativnímu pohybu obou volných těles.

Stupeň tělesa, které je členem kinematické dvojice, označuje, s kolika dalšími tělesy je toto těleso spojeno.

7.1.1 Dělení kinematických dvojic:

- Nižší – členy dvojice se dotýkají v ploše
- Vyšší – členy se dotýkají v křivce nebo v bodě

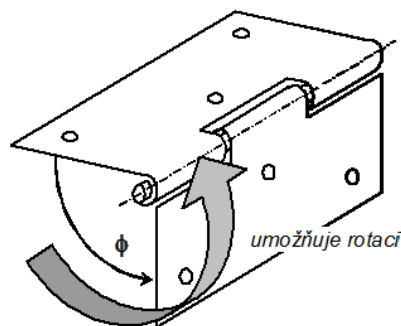


Obrázek 12 - příklad mechanismu

Nižší kinematické dvojice

Sousední členy konají pohyby, které jsou umožněny jejich vazbou – kinematickou dvojicí. Pohyby těles, která jsou vázána nižší kinematickou vazbou, můžeme rozložit na konečný počet jednotlivých pohybů. Nižší kinematické dvojice můžeme rozdělit na několik typů:

- Válcová – tělesa se mohou vůči sobě natáčet a posouvat, 2° volnosti
- Rotační – zvláštní případ válcové, zamezen posuv, 1° volnosti
- Posuvná – také zvláštní případ válcové, zamezeno natočení, 1° volnosti
- Šroubová – souřadnice posuvu a rotace jsou mezi sebou svázány, 1° volnosti
- Sférická – 3° volnosti
- Plochá (rovinná) – roviny dvou těles se po sobě smýkají, 3° volnosti

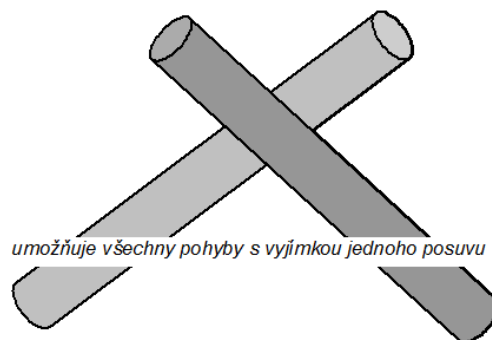


Obrázek 13 - příklad nižší kinematické dvojice

Vyšší kinematické dvojice

Sousední členy se dotýkají v bodě nebo v přímce (popřípadě úsečce či libovolné křivce). Počet vyšších kinematických dvojic není nijak omezen, neboť dotýkající se křivky mohou být libovolného tvaru. Vyšší kinematické dvojice lze ale přesto rozdělit na několik základních typů:

- Styk plochy s plochou (styk ozubených kol) – 5° volnosti
- Styk křivky s plochou – 5° volnosti
- Styk bodu s plochou – 5° volnosti
- Styk dvou křivek – 5° volnosti
- Styk bodu s křivkou – 4° volnosti

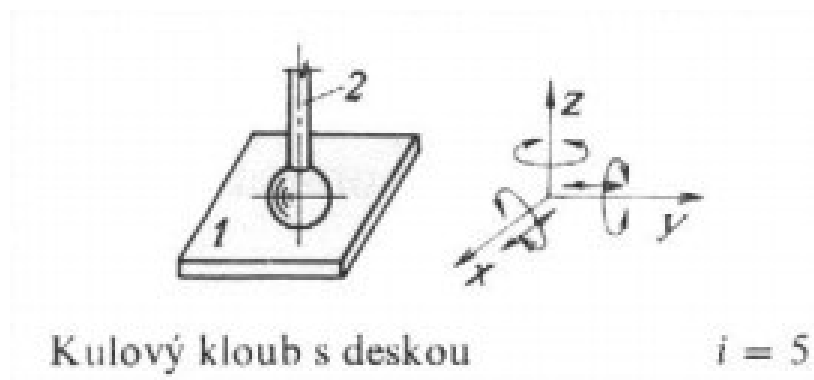


Obrázek 14 - příklad vyšší kinematické dvojice

7.1.2 Třídy kinematických dvojic

Kinematické dvojice můžeme rozdělit také podle tříd. Číslo třídy udává, kolik stupňů volnosti odebírá vazba mezi dvěma členy. To znamená, že existuje 5 základních tříd kinematických dvojic:

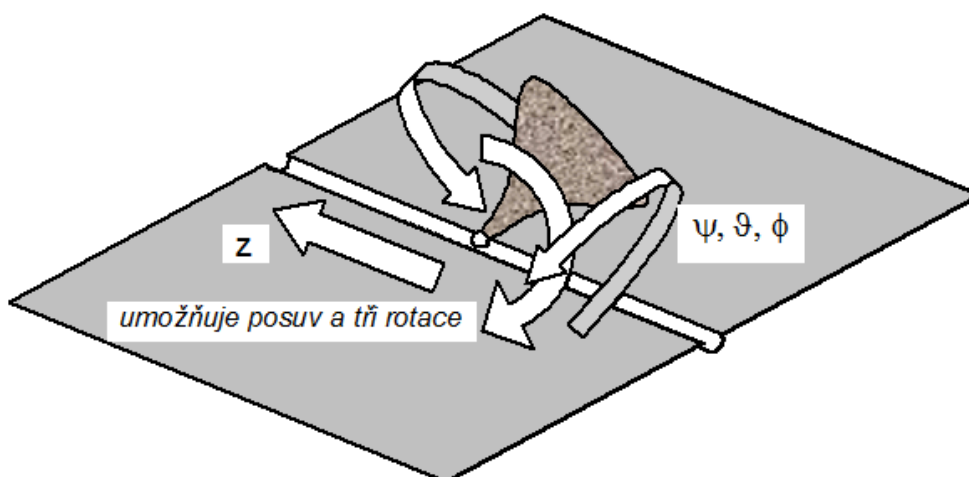
První třída – jako příklad můžeme uvést styk kulového kloubu s deskou



Obrázek 15 - kinematická dvojice první třídy

Mezi kulovým kloubem a deskou je bodový styk. To znamená, že se kulový kloub může libovolně natáčet v osách X, Y, Z a dále libovolně posouvat v osách X a Y. Pohyb je znemožněn pouze při posuvu v ose Z a proto má tato dvojice 5° volnosti.

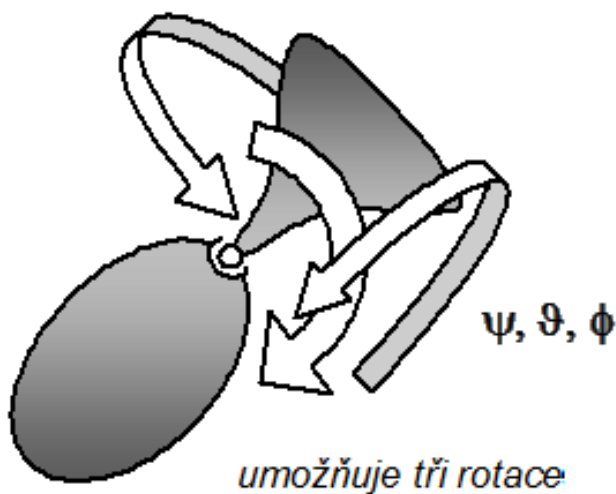
Druhá třída – jako příklad můžeme uvést posuvný sférický kloub



Obrázek 16 - kinematická dvojice druhé třídy

Posuvný sférický kloub se může libovolně natáčet kolem všech tří os a také se může libovolně posouvat ve směru jedné osy, posuvy ve zbylých dvou osách jsou mu znemožněny a proto má tato dvojice 4° volnosti.

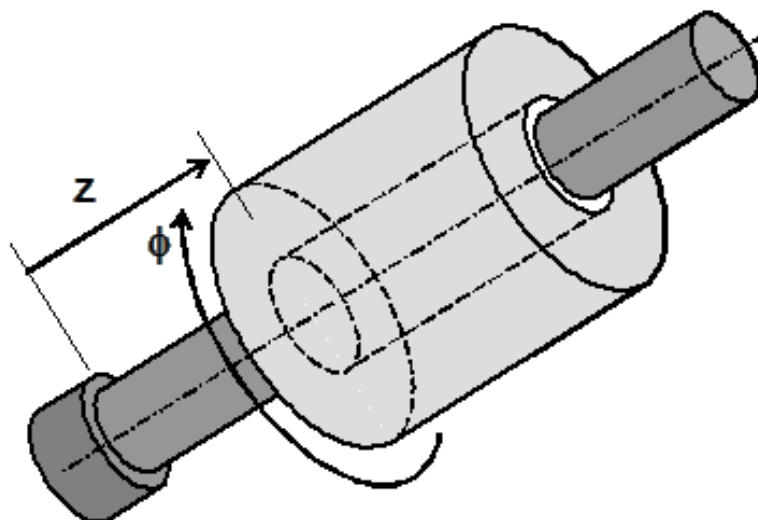
Třetí třída – typickým zástupcem této dvojice je sférický kloub



Obrázek 17 - kinematická dvojice třetí třídy

Sférický kloub umožňuje libovolné natáčení kolem všech tří os a naopak zabraňuje posuvům v těchto osách. Má 3° volnosti.

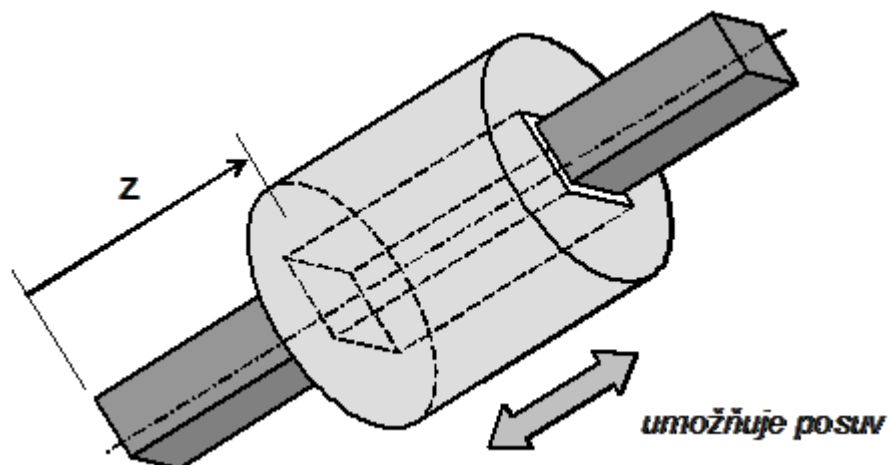
Čtvrtá třída – jako příklad lze uvést posuvnou rotační vazbu



Obrázek 18 - kinematická dvojice čtvrté třídy

Posuvná rotační vazba umožňuje libovolné natočení kolem jedné osy a také posuv v jedné ose. Ostatním pohybům je zabráněno vazbou. Má 2° volnosti.

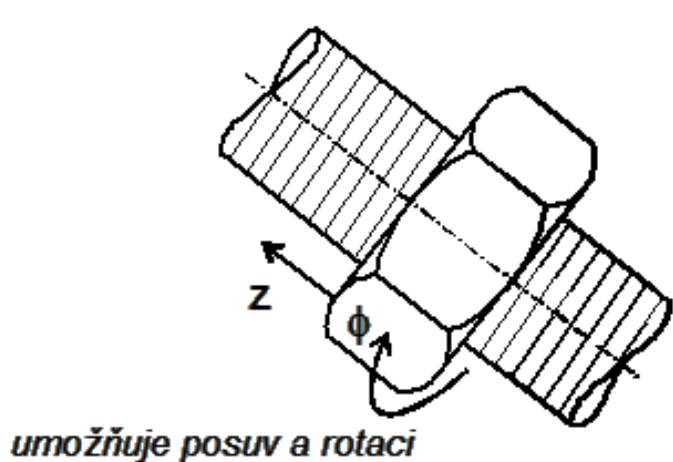
Pátá třída – příkladem může být posuvná vazba



Obrázek 19 - kinematická dvojice páté třídy

Posuvná vazba dovoluje posuv pouze v jedné ose, posuvy v dalších osách jsou znemožněny. Taktéž rotacím kolem všech tří os je zabráněno vazbou a posuvná vazba má tedy pouze 1° volnosti.

Zajímavostí u páté třídy je vazba šroubová.



$$z = \frac{s}{2 \cdot \pi} \cdot \phi$$

$$v = \frac{s}{2 \cdot \pi} \cdot \omega$$

$$a = \frac{s}{2 \cdot \pi} \cdot \varepsilon$$

Obrázek 20 - šroubová vazba

s – stoupání závitu

Šroubová vazba umožňuje jak posuv v jedné ose, tak rotaci kolem této osy. Oba pohyby jsou ale mezi sebou svázány vztahem a proto má tato vazba pouze 1° volnosti.

7.2 Rozdělení mechanismů

Mechanismy rovinné – členy mechanismu se pohybují v rovinách, které jsou navzájem rovnoběžné

Mechanismy prostorové – mechanismus, kde alespoň některý z členů koná prostorový pohyb vzhledem k rámu nebo k některému z ostatních členů

7.2.1 Dělení podle počtu stupňů volnosti:

Počet stupňů volnosti mechanismu charakterizuje, kolik souřadnic, které jsou na sobě nezávislé, je potřeba k jeho úplnému určení. U jednoduchých mechanismů lze určit počet stupňů intuitivně, u složitých mechanismů počet stupňů vypočteme pomocí vzorce.

Pro mechanismy rovinné platí:

$$i = 3 \times (n - 1) - 1 \times p_1 - 2 \times p_2 \quad (7.2.1)$$

Pro mechanismy prostorové platí:

$$i = 6 \times (n - 1) - \sum_{j=1}^5 j \times p_j \quad (7.2.2)$$

- i – počet stupňů volnosti
- n – počet členů mechanismu (mezi členy se počítá i rám)
- p_1 – počet vazeb 1. třídy
- p_2 – počet vazeb 2. třídy
- p_j – počet vazeb j -té třídy

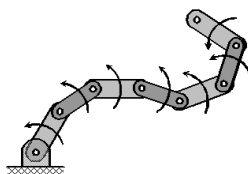
$i < 0$ – Mechanismus s počtem stupňů volnosti menším než nula je nepohyblivý, a to i v případě odstranění některé z vazeb. Lze odstranit libovolný počet vazeb do doby, než se počet stupňů volnosti rovná nule.

$i = 0$ – Mechanismus, který nemá ani jeden stupeň volnosti, tedy nepohyblivý mechanismus.

$i = 1$ - Soustava s jedním stupněm volnosti je taková, které k úplnému určení postačuje předpis jednoho relativního pohybu vůči rámu, zbylé pohyby jsou již v určité závislosti vůči této souřadnici.

$i = 2$ – Soustava se dvěma stupni volnosti je taková, kde je k úplnému určení zapotřebí znát dvě, na sobě nezávislé, souřadnice pohybů.

$i > 2$ – soustavy s více stupni volnosti, tento počet není nijak omezen



Obrázek 21 - mechanismus se sedmi stupni volnosti

7.2.2 Dělení podle typu převodu:

Mechanismy s konstantním převodem – závislost pohybů členů je lineární

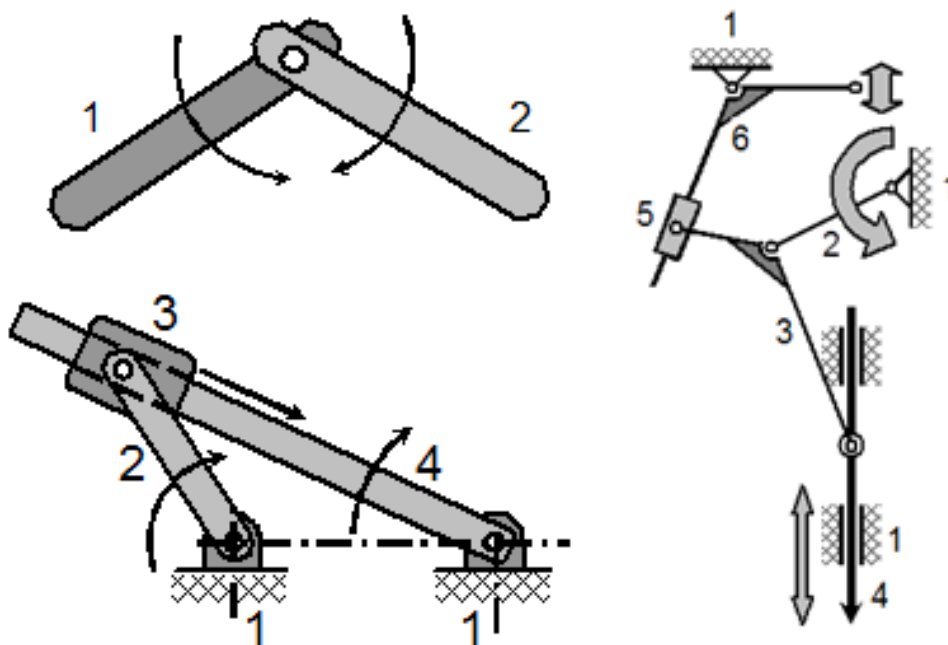
- ozubení, řetězové převody a další

Mechanismy s proměnným převodem – závislost mezi pohyby je nelineární

- variátory, vačkové mechanismy a další

7.2.3 Dělení podle počtu členů:

- Dvoučlenné mechanismy
- Trojčlenné mechanismy
- Čtyřčlenné mechanismy
- Vícečlenné mechanismy



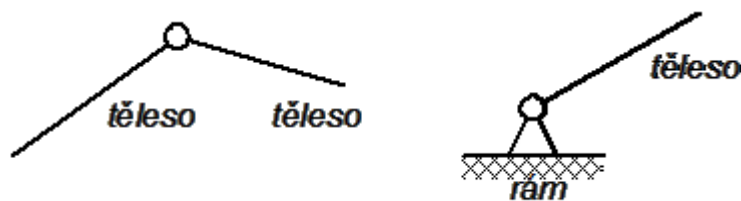
Obrázek 22 - příklady mechanizmů s různým počtem členů

7.3 Tvorba rovinných mechanismů

Rovinným mechanismem nazýváme takový mechanismus, kde jednotlivé členy konají pohyby v rovinách navzájem rovnoběžných. V rovině má každé volné těleso tři stupně volnosti. Spojením rovinných členů vzniká kinematická dvojice a počet stupňů volnosti klesá v závislosti na typu vazby.

7.3.1 Rovinné kinematické dvojice

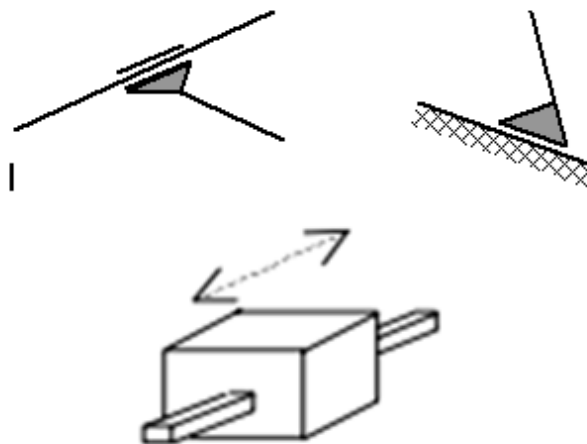
Rotační kinematická dvojice – Rotační dvojice odebírá 2 stupně volnosti a to posuvy v obou osách a naopak dovoluje libovolné natáčení obou členů vůči sobě. Má 1° volnosti.



Obrázek 23 - rotační kinematické dvojice

Rotační vazbu dále označujeme jako „r“.

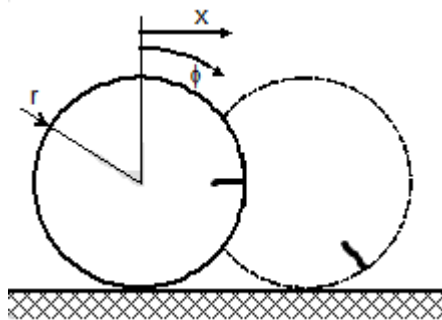
Posuvná kinematická dvojice – Posuvná vazba umožňuje pouze posuv členů vůči sobě v jedné ose. Má 1° volnosti.



Obrázek 24 - posuvné kinematické dvojice

Posuvnou vazbu dále označujeme jako „p“.

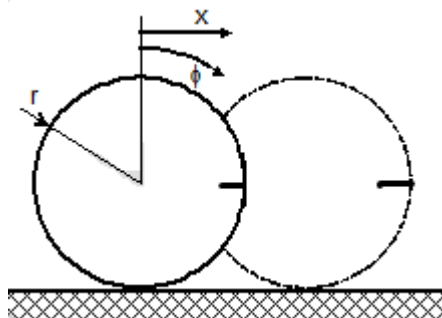
Valivá kinematická dvojice – Valivá vazba umožňuje valení těles po sobě, ale poloha osy zůstává stejná. Má tedy 1° volnosti.



Obrázek 25 - valivá kinematická dvojice, valení bez prokluzu

Valivou vazbu dále označujeme jako „v“.

Obecná kinematická dvojice – Obecná dvojice umožňuje styk v bodě nebo přímce a v místě dotyku nastává smyk. Výsledný pohyb této dvojice je obecný rovinný a má 2° volnosti.

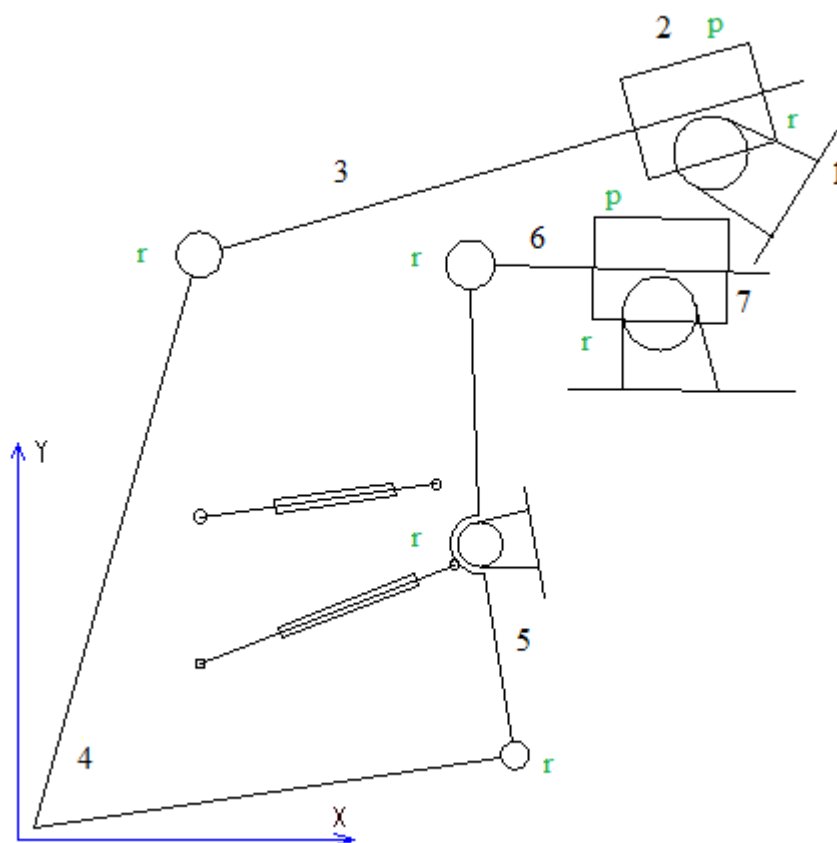


Obrázek 26 - obecná kinematická dvojice, valení s prokluzem

Obecnou vazbu dále označujeme jako „o“

8. Kinematické schéma a rozbor

Kinematické schéma je náčrtek, který v nejvyšší míře zjednodušuje původní konstrukční schéma mechanismu. V náčrtku musí být zachovány všechny rozměry, které jsou pro kinematiku důležité a naopak mohou být zanedbány všechny ostatní rozměry mechanismu.



Obrázek 27 - kinematické schéma mechanismu horního rtu papírenského stroje

Schéma znázorňuje v nejjednodušší formě nastavení horního rtu papírenského stroje, kde je:

1. Rám papírenského stroje
2. Šnekový motor zajišťující posuv
3. Horní táhlo
4. Výkyvný přední díl
5. Páka
6. Spodní táhlo
7. Šnekový motor zajišťující posuv

8.1 Určení mechanismu

Mechanismus nastavení polohy horního rtu hydraulického nátoku je rovinný mechanismus, počet stupňů volnosti určíme ze vzorce:

$$i = 3 \times (n - 1) - 1 \times p_1 - 2 \times p_2 \quad (8.1.1)$$

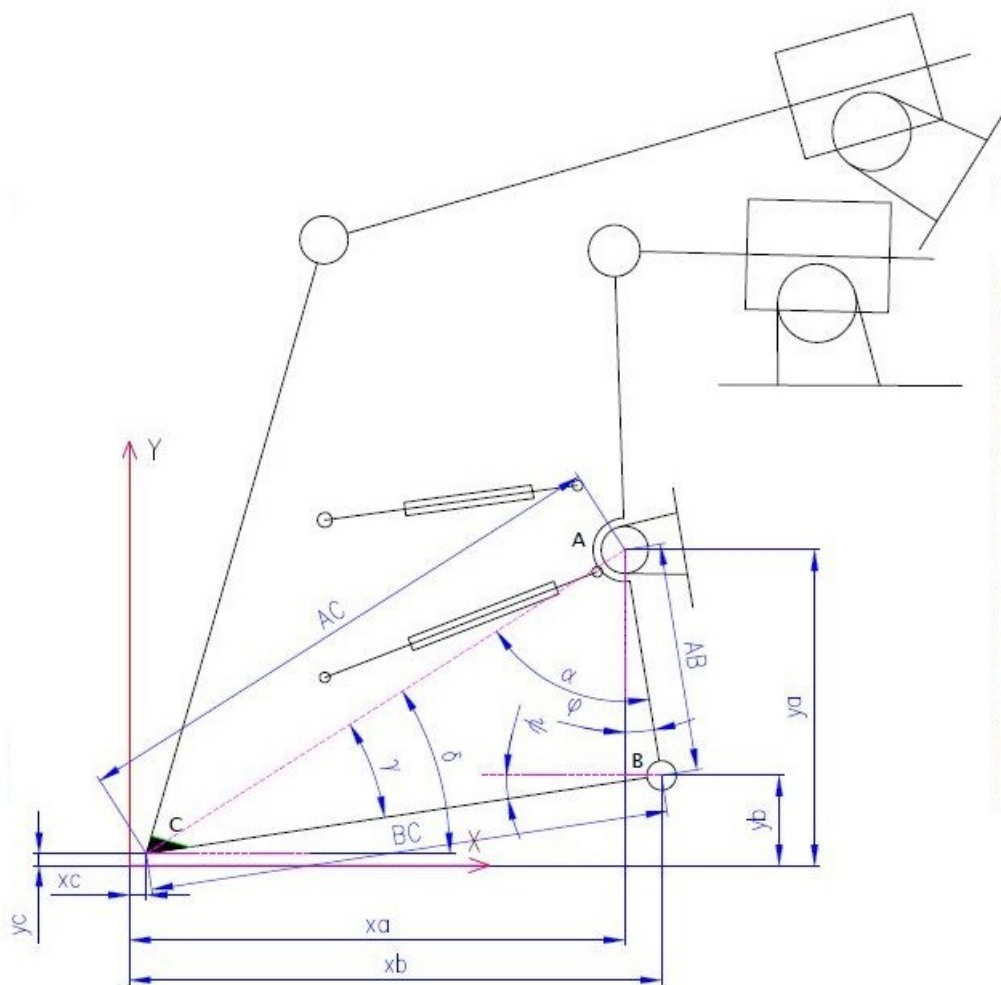
$$i = 3 \times (7 - 1) - 1 \times 0 - 2 \times 8 = 18 - 16 = 2$$

Ze schématu mechanismu vyplývá, že počet členů n je roven sedmi včetně rámu. Počet vazeb rotačních (r), které mají jeden stupeň volnosti, se rovná šesti a dále mechanismus obsahuje dvě vazby posuvné (p) taktéž s jedním stupněm volnosti.

Výpočtem jsme určili, že se jedná o rovinný mechanismus se dvěma stupni volnosti.

8.2 Kinematický rozbor

Mechanismus je tvořen ze šesti základních dílů a rámu a členy jsou mezi sebou svázány kinematickými vazbami. Dále jsou uvedeny základní vztahy mezi členy, které lze aplikovat na libovolnou polohu mechanismu. Globální souřadný systém byl umístěn do krajního bodu dolního rtu, který určuje jednu z krajních poloh mechanismu horního rtu. Souřadnice tohoto bodu jsou tedy $\{0, 0\}$.



Obrázek 28 - kinematické schéma pro výpočet x_b , y_b

Vstupními údaji jsou následující veličiny, které byly určeny z výkresové dokumentace a mají konstantní velikost:

- x_a, y_a
- AB
- BC

Dalším vstupem jsou souřadnice horního rtu, které jsou určeny typem papíru. Tyto souřadnice jsou výsledkem, kterého chceme dosáhnout pomocí potažení horních táhel z původní polohy na námi danou hodnotu. Avšak pro kinematický rozbor a sestavení vztahů a rovnic pro proměnné rozměry a úhly uvažujeme, že hodnoty souřadnic jsou dány.

- x_c, y_c

Kinematické vztahy

$$AC = \sqrt{(x_a - x_c)^2 + (y_a - y_c)^2} \quad (8.2.1)$$

$$\delta = \arctan \frac{y_a - y_c}{x_a - x_c} \quad (8.2.2)$$

Tyto rovnice určují vzdálenost horního rtu od pevného čepu páky, jehož poloha je konstantní a dále úhel sklonu spojnice těchto bodů od vodorovného směru.

$$\alpha = \arccos \frac{AC^2 + AB^2 - BC^2}{2 \times AC \times AB} \quad (8.2.3)$$

$$\gamma = \arccos \frac{AC^2 - AB^2 + BC^2}{2 \times AC \times BC} \quad (8.2.4)$$

Úhel α značí sklon spojnice horního rtu a čepu páky od páky samotné (5) a podobně úhlem γ označujeme sklon spojnice od předního dílu.

$$\varphi = \delta - 90^\circ + \alpha \quad (8.2.5)$$

$$\psi = \delta - \gamma \quad (8.2.6)$$

Těmito vztahy jsou pouze přepočteny předchozí úhly α a γ tak, aby byl známý sklon páky od osy y (ϕ) a dále sklon předního dílu od osy x (ψ). Pomocí úhlu ϕ a známé délky AB páky lze snadno dopočítat polohu bodu B, která je následující:

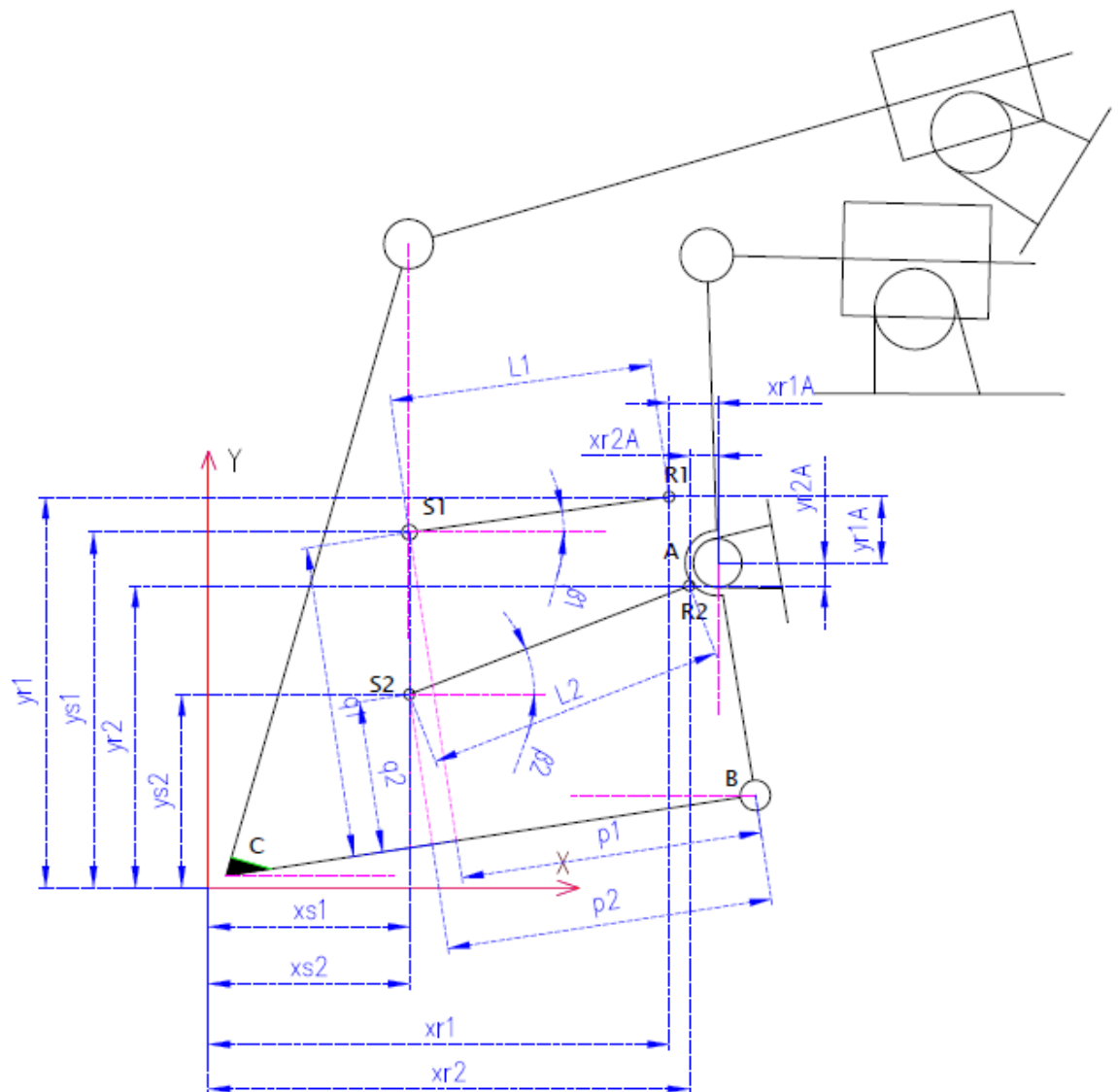
$$x_b = x_a + AB \times \sin(\varphi) \quad (8.2.7)$$

$$y_b = y_a - AB \times \cos(\varphi) \quad (8.2.8)$$

V následujícím kroku bude rozebrán výpočet délky snímačů $L1$ a $L2$, které jsou výstupními údaji nastavení polohy horního rtu. Konstantní hodnoty byly opět odečteny z výkresové dokumentace.

Vstupní údaje:

- $xr1A, yr1A$
- $xr2A, yr2A$
- $p1, q1, p2, q2$



Obrázek 29 - kinematické schéma pro výpočet $L1, L2$

Prvním krokem je pouze přepočítání hodnot z výkresové dokumentace vůči globálnímu souřadnému systému. Body uchycení snímačů polohy R1 a R2 jsou pevně dány.

$$x_{r1} = x_a + x_{r1A} \quad (8.2.9)$$

$$y_{r1} = y_a + y_{r1A} \quad (8.2.10)$$

$$x_{r2} = x_a + x_{r2A} \quad (8.2.11)$$

$$y_{r2} = y_a + y_{r2A} \quad (8.2.12)$$

Dále je nutno určit pro zjištění délky obou snímačů polohu pohyblivého uchycení snímačů S1 a S2, které jsou závislé na sklonu předního dílu a tedy na úhlu ψ , jež byl vypočten v předcházejících krocích.

$$x_{s1} = x_b - p_1 \times \cos(\psi) - q_1 \times \sin(\psi) \quad (8.2.13)$$

$$y_{s1} = y_b - p_1 \times \sin(\psi) + q_1 \times \cos(\psi) \quad (8.2.14)$$

$$x_{s2} = x_b - p_2 \times \cos(\psi) - q_2 \times \sin(\psi) \quad (8.2.15)$$

$$y_{s2} = y_b - p_2 \times \sin(\psi) + q_2 \times \cos(\psi) \quad (8.2.16)$$

Následuje tedy výpočet délky snímačů L1 a L2 a jim příslušejících sklonů snímačů od vodorovné osy.

$$L1 = \sqrt{(x_{r1} - x_{s1})^2 + (y_{r1} - y_{s1})^2} \quad (8.2.17)$$

$$L2 = \sqrt{(x_{r2} - x_{s2})^2 + (y_{r2} - y_{s2})^2} \quad (8.2.18)$$

$$\beta_1 = \arctan \frac{y_{r1} - y_{s1}}{x_{r1} - x_{s1}} \quad (8.2.19)$$

$$\beta_2 = \arctan \frac{y_{r2} - y_{s2}}{x_{r2} - x_{s2}} \quad (8.2.20)$$

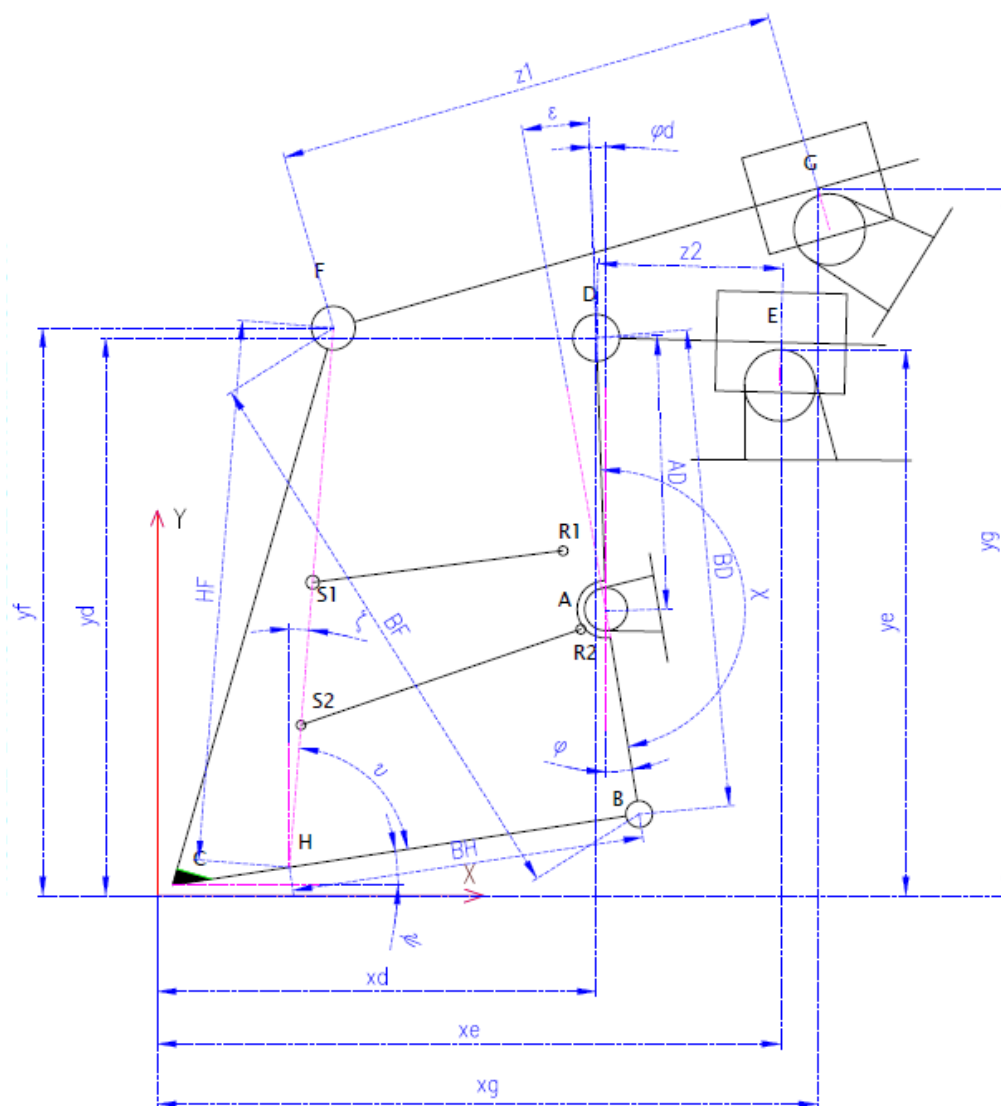
Závěrem rozboru mechanismu určíme zbývající neznámé vztahy mechanismu a tedy délky ovládacích táhel $z1$ a $z2$, kterými je celý mechanismus nastavován do příslušné polohy. Níže jsou uvedeny rozměry konstantní, které vyplývají z výkresové dokumentace a proměnné rozměry, které byly vyřešeny v předchozích odstavcích.

Vstupní údaje konstantní:

- AB, AD, BD, BF, BH, HF
- $x_a, y_a, x_e, y_e, x_g, y_g$

Proměnné:

- x_b, y_b, φ, ψ



Obrázek 30 - kinematické schéma pro výpočet $z1, z2$

Ve výpočtu délky táhla z_1 je nejprve nutno určit pevný úhel mezi spojnicemi BH a HF na předním dílu mechanismu, kde H představuje pomocný bod. Dále díky znalosti tohoto úhlu lze dopočítat proměnný úhel ζ . Na základě úhlů ζ a ψ lze již snadno dopočítat souřadnice bodu F vůči globálnímu souřadnému systému. Délka táhla je určena vektorovým součtem mezi body F a G, kde bod G je pevně dán konstrukcí stroje.

$$v = \arccos \frac{(HF^2 + BH^2 - BF^2)}{2 \times HF \times BH} \quad (8.2.21)$$

$$\zeta = \frac{\pi}{2} - (v + \psi) \quad (8.2.22)$$

$$x_f = x_b - BH \times \cos(\psi) + HF \times \sin(\zeta) \quad (8.2.23)$$

$$y_f = y_b - BH \times \sin(\psi) + HF \times \cos(\zeta) \quad (8.2.24)$$

$$z_1 = \sqrt{(x_f - x_g)^2 + (y_f - y_g)^2} \quad (8.2.25)$$

Určení délky táhla z_2 vychází z pevných souřadnic čepu páky A vůči globálnímu souřadnému systému a dále z tvaru této páky, která svírá konstantní úhel χ . Díky znalosti tohoto úhlu a také znalosti proměnného úhlu ϕ , který byl vypočten výše, lze určit proměnný úhel ϕ_d , který udává sklon spojnice páky AD od svislé osy. Nyní lze jednoduše určit proměnné souřadnice bodu D vůči globálnímu souřadnému systému a vektorovým součtem mezi body D a E získáme hledanou délku táhla z_2 .

$$\chi = \arccos \frac{(AD^2 + AB^2 - BD^2)}{2 \times AB \times AD} \quad (8.2.26)$$

$$\varepsilon = \pi + \chi \quad (8.2.27)$$

$$\phi_d = \phi - \varepsilon \quad (8.2.28)$$

$$x_d = x_a - AD \times \sin(\phi_d) \quad (8.2.29)$$

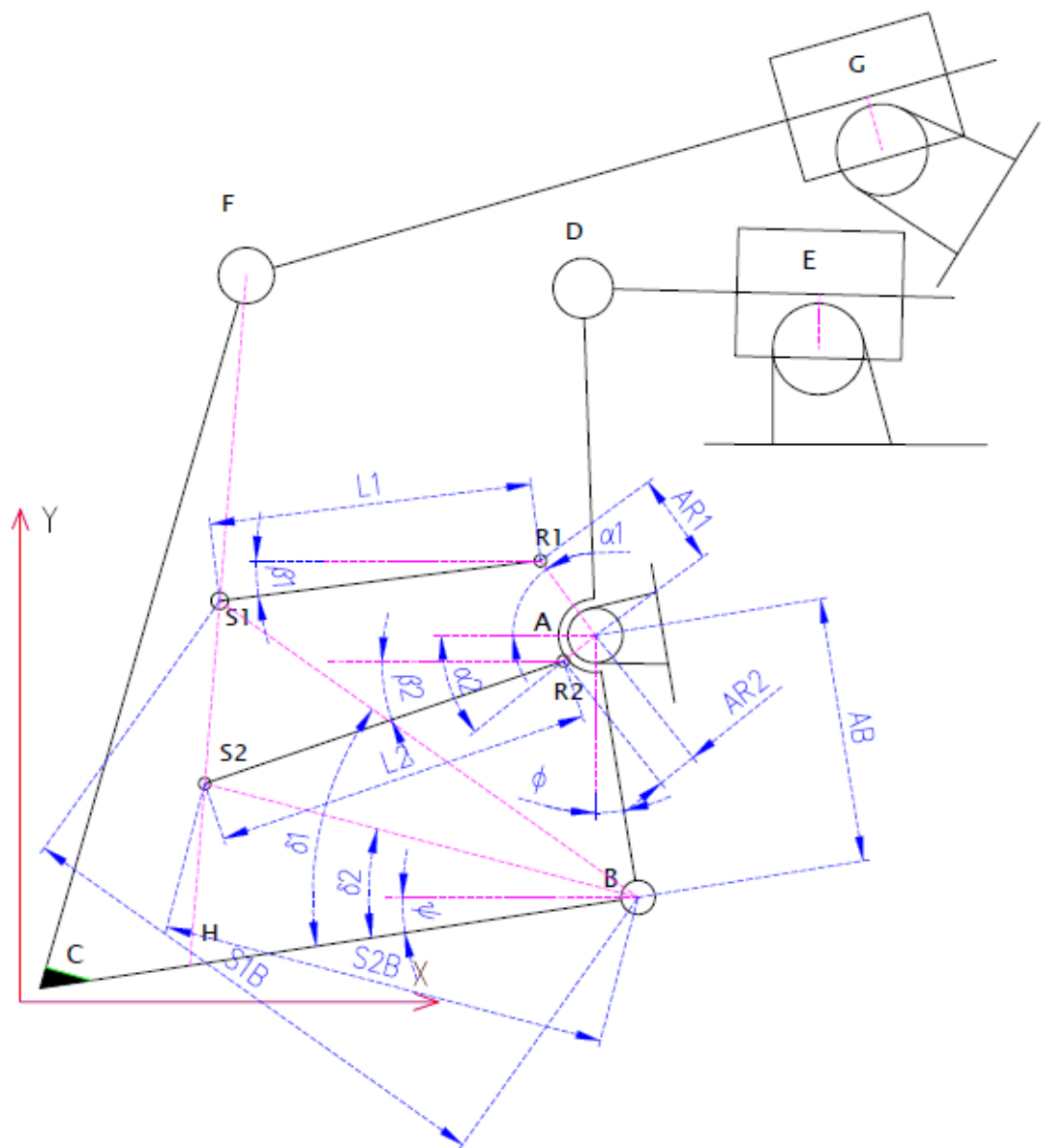
$$y_d = y_a + AD \times \cos(\phi_d) \quad (8.2.30)$$

$$z_2 = \sqrt{(x_d - x_e)^2 + (y_d - y_e)^2} \quad (8.2.31)$$

9. Výpočet mechanismu

Základní vztahy mezi jednotlivými členy mechanismu byly rozebrány v předchozí kapitole. Tyto vztahy však nelze přímo využít u skutečného mechanismu, neboť není známa přesná poloha horního rtu nátoky (x_c , y_c) a také není známa přesná délka ovládacích táhel mechanismu (z_1 , z_2). Vstupními údaji stroje jsou pouze délky snímačů L_1 a L_2 . V dalších krocích bude uveden výpočet, kterým určíme nejdříve polohu horního rtu nátoky z libovolné výchozí polohy. Tento výpočet předchází samotnému nastavení stroje do určité polohy, protože na počátku neznáme polohu horního rtu. Na počátku je tedy nutné získat výchozí polohu na základě délek snímačů a poté následuje samotný výpočet nastavení polohy horního rtu, tedy „o kolik je potřeba posunout horní a spodní táhlo mechanismu (z_1 , z_2)“.

9.1 Určení polohy horního rtu



Obrázek 31 - kinematické schéma určení polohy horního rtu

Vstupní údaje:

- $L1, L2, AR1, AR2, S1B, S2B, AB$
- $\alpha1, \alpha2, \delta1, \delta2$

Soustava rovnic pro snímač 1:

$$\text{Pro osu x: } AR1 \times \cos(\alpha1) + L1 \times \cos(\beta1) - S1B \times \cos(\delta1 - \psi) + AB \times \sin(\varphi) = 0$$

(9.1.1)

$$\text{Pro osu y: } AR1 \times \sin(\alpha1) - L1 \times \sin(\beta1) - S1B \times \sin(\delta1 - \psi) + AB \times \cos(\varphi) = 0$$

(9.1.2)

Soustava rovnic pro snímač 2:

$$\text{Pro osu x: } AR2 \times \cos(\alpha2) + L2 \times \cos(\beta2) - S2B \times \cos(\delta2 - \psi) + AB \times \sin(\varphi) = 0$$

(9.1.3)

$$\text{Pro osu y: } -AR2 \times \sin(\alpha2) - L2 \times \sin(\beta2) - S2B \times \sin(\delta2 - \psi) + AB \times \cos(\varphi) = 0$$

(9.1.4)

Tyto rovnice vyplývají z podmínky uzavřenosti čtyřúhelníku pro osu X a Y. Neznámými veličinami jsou úhly $\beta1, \beta2, \psi$ a φ . Snímače 1 a 2 měří pouze délky a z tohoto důvodu úhly $\beta1$ a $\beta2$ v dalších výpočtech nebudou využity. Cílovými hodnotami jsou tedy neznámé velikosti úhlů ψ a φ . Soustavy dvou rovnic o třech neznámých vyřešit nelze, avšak obě soustavy jsou propojeny úhlem ψ , který je shodný pro obě soustavy. Výsledkem je tedy soustava čtyř rovnic o čtyřech neznámých, která je již řešitelná. Po vyřešení získáme hledané úhly ψ a φ , z kterých postupně dostaneme souřadnice bodu B a následně hledané souřadnice horního rtu, který je označen bodem C.

$$xb = xa + AB \times \sin(\varphi) \quad (9.1.5)$$

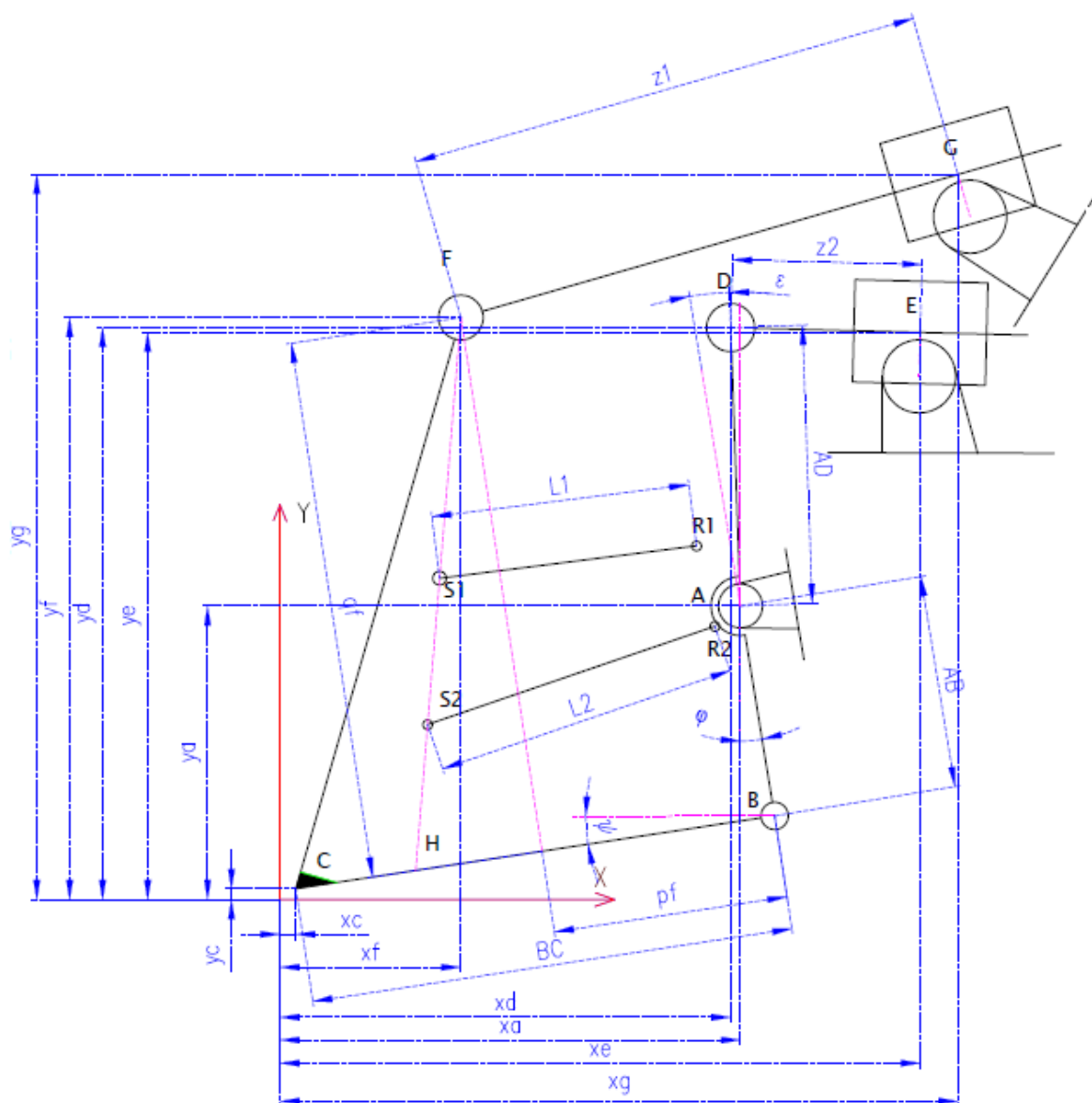
$$yb = ya - AB \times \cos(\varphi) \quad (9.1.6)$$

$$xc = xb - BC \times \cos(\psi) \quad (9.1.7)$$

$$yc = yb - BC \times \sin(\psi) \quad (9.1.8)$$

9.2 Nastavení horního a spodního táhla

V předchozí kapitole byl uveden postup, kde z hodnot délek snímačů $L1$ a $L2$, které jsou jedinými měřitelnými veličinami, vypočteme souřadnice polohy horního rtu nátoky. Ze známé polohy je tedy nutno horní ret přesunout do polohy vyžadované určitým typem papíru, který bude výrobce požadovat. Délky obou táhel nelze změřit a je proto potřeba určit ne jejich délku, ale o kolik je nutné táhla potáhnout. Dále je tedy uveden postup výpočtu, jak dané změny délek $dz1$ a $dz2$ určit. Tyto změny získáme diferencováním.



Obrázek 32 - schéma pro výpočet nastavení polohy horního rtu

Vstupní údaje:

- AB, BC, AD
- pf, qf, xa, ya, xe, ye, xg, yg, ε

proměnné:

- xc, xc1, yc, yc1, φ, ψ

Prvním krokem je zavedení rovnic vyjadřující změnu polohy horního rtu z výchozí polohy na polohu požadovanou.

$$dxc = xc1 - xc \quad (9.2.1)$$

$$dyc = yc1 - yc \quad (9.2.2)$$

Následuje sestavení rovnic pro polohu horního rtu v závislosti na úhlu sklonu předního dílu od vodorovné osy ψ a úhlu sklonu páky od svislého směru φ. Tyto rovnice dále diferencujeme, abychom získali změny úhlů $d\varphi$ a $d\psi$, které určíme ze soustavy dvou rovnic o dvou neznámých.

$$xc = xa + AB \times \sin(\varphi) - BC \times \cos(\psi) \quad (9.2.3)$$

$$yc = ya - AB \times \cos(\varphi) - BC \times \sin(\psi) \quad (9.2.4)$$

$$dxc = AB \times \cos(\varphi) \times d\varphi + BC \times \sin(\psi) \times d\psi \quad (9.2.5)$$

$$dyc = AB \times \sin(\varphi) \times d\varphi - BC \times \cos(\psi) \times d\psi \quad (9.2.6)$$

Rovnice polohy bodu B jsou důležitým krokem k výpočtu dalších veličin a jejich diferencováním získáme také změnu polohy tohoto bodu z původní polohy v závislosti na změně úhlu φ.

$$xb = xa + AB \times \sin(\varphi) \quad (9.2.7)$$

$$yb = ya - AB \times \cos(\varphi) \quad (9.2.8)$$

$$dxb = AB \times \cos(\varphi) \times d\varphi \quad (9.2.9)$$

$$dyb = AB \times \sin(\varphi) \times d\varphi \quad (9.2.10)$$

Určení souřadnic bodu D a také změny souřadnic téhož bodu bude využito v následujícím kroku při výpočtu změny délky spodního táhla, jehož jedním krajním bodem je právě bod D.

$$xd = xa - AD \times \sin(\varphi - \varepsilon) \quad (9.2.11)$$

$$yd = ya + AD \times \cos(\varphi - \varepsilon) \quad (9.2.12)$$

$$dxd = -AD \times \cos(\varphi - \varepsilon) \times d\varphi \quad (9.2.13)$$

$$dyd = -AD \times \sin(\varphi - \varepsilon) \times d\varphi \quad (9.2.14)$$

Následujícími rovnicemi určíme polohu a změnu polohy bodu F, jež je krajním bodem horního táhla, jehož změnu délky potřebujeme určit. Změna polohy je určena diferencováním rovnic polohy bodu F.

$$x_f = x_b - p_f \times \cos(\psi) - q_f \times \sin(\psi) \quad (9.2.15)$$

$$y_f = y_b - p_f \times \sin(\psi) + q_f \times \cos(\psi) \quad (9.2.16)$$

$$dx_f = dx_b + p_f \times \sin(\psi) \times d\psi - q_f \times \cos(\psi) \times d\psi \quad (9.2.17)$$

$$dy_f = dy_b - p_f \times \cos(\psi) \times d\psi - q_f \times \sin(\psi) \times d\psi \quad (9.2.18)$$

Konečným krokem je výpočet změny délky horního a spodního táhla dz_1 a dz_2 . Tyto dvě hodnoty jsou hledanými veličinami, díky kterým lze nastavit horní ret nátoky do požadované polohy.

$$z_1^2 = (x_f - x_g)^2 + (y_f - y_g)^2 \quad (9.2.19)$$

$$z_2^2 = (x_d - x_e)^2 + (y_d - y_e)^2 \quad (9.2.20)$$

$$dz_1 = \frac{(x_f - x_g) \times dx_f + (y_f - y_g) \times dy_f}{z_1} \quad (9.2.21)$$

$$dz_2 = \frac{(x_d - x_e) \times dx_d + (y_d - y_e) \times dy_d}{z_2} \quad (9.2.22)$$

Výsledkem tohoto výpočtu jsou změny délek ovládacích táhel horního rtu. Teoreticky při nastavení táhel na požadovanou hodnotu by měl horní ret dosáhnout požadované polohy, dané souřadnicemi x_c a y_c . Tento výpočet však platí pouze v případě lineárního pohybu mechanismu. Ve skutečnosti se však horní ret do požadované polohy nedostane a v lepším případě se pouze požadované poloze přiblíží. Při zadání větších kroků z původní polohy na nově zvolenou se také může stát, že horní ret nebude vůbec konvergovat k naší zadané poloze a naopak se od tohoto bodu ještě vzdálí. Tato nepřesnost je způsobena funkcemi sinus a kosinus, které jsou obsaženy v rovnicích výpočtu mechanismu, a ten se nepohybuje lineárně. Nastavení polohy tedy probíhá v několika krocích. Prvním krokem je výpočet požadovaného potažení táhel dz_1 a dz_2 . Dále po odečtení hodnot ze snímačů L1 a L2 určíme polohu horního rtu. Pokud se horní ret přiblížil k požadovaným souřadnicím, opět z této nové polohy vypočteme hodnoty změn potažení táhel a takto postupujeme v několika cyklech, dokud nedosáhneme cílové polohy s určitou postačující přesností. Pokud nastane situace, kdy se horní ret požadované poloze nepřiblíží, je nutno tuto změnu polohy rozdělit do několika menších kroků a postupně se posouvat do požadované polohy.

10. Numerický výpočet

Níže je uveden numerický výpočet pro několik poloh horního rtu nátočku. Hodnoty byly určeny z výkresové dokumentace a polohy horního rtu zvoleny tak, aby mapovaly celé pole možného nastavení s výjimkou krajních hodnot, které nelze v reálném provozu využít.

10.1 Numerický výpočet délek táhel z1 a z2 pro známé hodnoty xc a yc

$$i := 0..8$$

$$j := 0..6$$

$$xc_i := (4.7i + 1)mn \quad yc_j := (2.5j + 1)mn$$

$$xc_i =$$

1	·mn
5.7	
10.4	
15.1	
19.8	
24.5	
29.2	
33.9	
38.6	

$$yc_j =$$

1	·mn
3.5	
6	
8.5	
11	
13.5	
16	

$$xa := 476mn$$

$$ya := 294.6mn$$

$$AB := 217.8mn$$

$$BC := 496.1mn$$

$$AD := 285.18mn$$

$$BD := 502mn$$

$$xr1A := -44.98mn$$

$$yr1A := 61.34mn$$

$$xr2A := -26.19mn$$

$$yr2A := -20.91mn$$

$$p1 := 280.26mn$$

$$q1 := 288.82mn$$

$$p2 := 302.82mn$$

$$q2 := 140.53mn$$

$$xe := 660.08mn$$

$$ye := 574.77mn$$

$$xg := 698.66mn$$

$$yg := 736.57mn$$

$$BH := 324.18mn$$

$$HF := 559.14mn$$

$$BF := 603.24mn$$

$$AC_{i,j} := \sqrt{(xa - xc_i)^2 + (ya - yc_j)^2}$$

$$\delta_{i,j} := \text{atan} \left(\frac{ya - yc_j}{xa - xc_i} \right)$$

$$\alpha_{i,j} := \text{acos} \left[\frac{(AC_{i,j})^2 + (AB)^2 - (BC)^2}{2 \cdot AC_{i,j} \cdot AB} \right]$$

$$\gamma_{i,j} := \arccos \left[\frac{(AC_{i,j})^2 - (AB)^2 + (BC)^2}{2 \cdot AC_{i,j} \cdot BC} \right]$$

$$\phi_{i,j} := \delta_{i,j} - \frac{\pi}{2} + \alpha_{i,j}$$

$$\psi_{i,j} := \delta_{i,j} - \gamma_{i,j}$$

$$xb_{i,j} := xa + AB \cdot \sin(\phi_{i,j}) \quad \psi_{i,j} := \delta_{i,j} - \gamma_{i,j}$$

$$yb_{i,j} := ya - AB \cdot \cos(\phi_{i,j})$$

$$xb = \begin{pmatrix} 491.185 & 491.564 & 491.93 & 492.284 & 492.625 & 492.953 & 493.269 \\ 495.827 & 496.206 & 496.573 & 496.928 & 497.27 & 497.599 & 497.916 \\ 500.452 & 500.833 & 501.201 & 501.557 & 501.901 & 502.232 & 502.551 \\ 505.062 & 505.444 & 505.815 & 506.172 & 506.518 & 506.851 & 507.172 \\ 509.655 & 510.04 & 510.412 & 510.772 & 511.12 & 511.456 & 511.779 \\ 514.232 & 514.619 & 514.994 & 515.357 & 515.708 & 516.046 & 516.373 \\ 518.792 & 519.182 & 519.56 & 519.926 & 520.28 & 520.622 & 520.952 \\ 523.334 & 523.727 & 524.108 & 524.478 & 524.836 & 525.182 & 525.516 \\ 527.857 & 528.254 & 528.64 & 529.013 & 529.375 & 529.725 & 530.064 \end{pmatrix} \cdot mn$$

$$yb = \begin{pmatrix} 77.38 & 77.407 & 77.433 & 77.46 & 77.485 & 77.511 & 77.536 \\ 77.754 & 77.789 & 77.824 & 77.858 & 77.891 & 77.924 & 77.955 \\ 78.227 & 78.27 & 78.313 & 78.355 & 78.395 & 78.435 & 78.474 \\ 78.798 & 78.849 & 78.9 & 78.95 & 78.999 & 79.046 & 79.092 \\ 79.466 & 79.526 & 79.586 & 79.644 & 79.7 & 79.755 & 79.809 \\ 80.232 & 80.301 & 80.369 & 80.435 & 80.5 & 80.563 & 80.624 \\ 81.095 & 81.173 & 81.25 & 81.325 & 81.398 & 81.47 & 81.539 \\ 82.055 & 82.143 & 82.229 & 82.313 & 82.395 & 82.475 & 82.553 \\ 83.113 & 83.211 & 83.307 & 83.4 & 83.491 & 83.58 & 83.666 \end{pmatrix} \cdot mn$$

Řádky matic představují vypočtené hodnoty pro jednotlivé souřadnice xc (souřadnice určující polohu horního rtu vůči globálnímu souřadnému systému v ose X) a sloupce představují výsledné hodnoty pro souřadnice yc (poloha horního rtu vůči globálnímu souřadnému systému v ose Y).

$$xrl := xa + xrlA$$

$$yrl := ya + yrlA$$

$$xr2 := xa + xr2A$$

$$yr2 := ya + yr2A$$

$$xs1_{i,j} := xb_{i,j} - p1 \cdot \cos(\psi_{i,j}) - q1 \cdot \sin(\psi_{i,j})$$

$$ys1_{i,j} := yb_{i,j} - p1 \sin(\psi_{i,j}) + q1 \cdot \cos(\psi_{i,j})$$

$$xs2_{i,j} := xb_{i,j} - p2 \cdot \cos(\psi_{i,j}) - q2 \cdot \sin(\psi_{i,j})$$

$$ys2_{i,j} := yb_{i,j} - p2 \cdot \sin(\psi_{i,j}) + q2 \cdot \cos(\psi_{i,j})$$

$$L1_{i,j} := \sqrt{(xr1 - xs1_{i,j})^2 + (yr1 - ys1_{i,j})^2}$$

$$L2_{i,j} := \sqrt{(xr2 - xs2_{i,j})^2 + (yr2 - ys2_{i,j})^2}$$

$$\beta1_{i,j} := \operatorname{atan} \left[\frac{yr1 - (ys1_{i,j})}{xr1 - xs1_{i,j}} \right]$$

$$\beta2_{i,j} := \operatorname{atan} \left(\frac{yr2 - ys2_{i,j}}{xr2 - xs2_{i,j}} \right)$$

Níže jsou uvedeny hodnoty délek snímačů na základě zadaných poloh horního rtu a dále hodnoty úhlů snímačů od vodorovné osy, které jsou však na reálném stroji neměřitelné.

$$L1 = \begin{pmatrix} 263.743 & 261.931 & 260.132 & 258.348 & 256.577 & 254.82 & 253.078 \\ 259.312 & 257.501 & 255.703 & 253.92 & 252.151 & 250.395 & 248.654 \\ 254.94 & 253.13 & 251.334 & 249.552 & 247.784 & 246.03 & 244.289 \\ 250.628 & 248.819 & 247.025 & 245.244 & 243.477 & 241.724 & 239.984 \\ 246.375 & 244.568 & 242.774 & 240.994 & 239.229 & 237.477 & 235.739 \\ 242.181 & 240.375 & 238.583 & 236.804 & 235.04 & 233.29 & 231.553 \\ 238.047 & 236.242 & 234.451 & 232.674 & 230.911 & 229.162 & 227.428 \\ 233.971 & 232.168 & 230.379 & 228.603 & 226.842 & 225.095 & 223.362 \\ 229.955 & 228.154 & 226.366 & 224.593 & 222.833 & 221.088 & 219.357 \end{pmatrix} \cdot \text{mn}$$

$$L2 = \begin{pmatrix} 298.242 & 296.876 & 295.521 & 294.177 & 292.844 & 291.523 & 290.212 \\ 293.918 & 292.546 & 291.185 & 289.836 & 288.497 & 287.17 & 285.854 \\ 289.62 & 288.242 & 286.876 & 285.521 & 284.177 & 282.844 & 281.522 \\ 285.349 & 283.966 & 282.594 & 281.233 & 279.883 & 278.544 & 277.216 \\ 281.105 & 279.716 & 278.338 & 276.97 & 275.614 & 274.269 & 272.935 \\ 276.888 & 275.492 & 274.108 & 272.734 & 271.372 & 270.02 & 268.68 \\ 272.697 & 271.295 & 269.904 & 268.524 & 267.155 & 265.797 & 264.451 \\ 268.532 & 267.123 & 265.726 & 264.339 & 262.964 & 261.6 & 260.246 \\ 264.394 & 262.978 & 261.574 & 260.181 & 258.798 & 257.427 & 256.068 \end{pmatrix} \cdot \text{mn}$$

$$\beta_1 = \begin{pmatrix} 7.931 & 7.623 & 7.313 & 6.999 & 6.683 & 6.364 & 6.042 \\ 8.039 & 7.726 & 7.409 & 7.09 & 6.768 & 6.443 & 6.115 \\ 8.141 & 7.822 & 7.499 & 7.174 & 6.846 & 6.514 & 6.18 \\ 8.237 & 7.911 & 7.583 & 7.252 & 6.917 & 6.579 & 6.238 \\ 8.326 & 7.995 & 7.66 & 7.322 & 6.98 & 6.636 & 6.287 \\ 8.409 & 8.071 & 7.729 & 7.384 & 7.036 & 6.684 & 6.329 \\ 8.485 & 8.14 & 7.791 & 7.439 & 7.083 & 6.724 & 6.361 \\ 8.553 & 8.201 & 7.845 & 7.485 & 7.122 & 6.755 & 6.384 \\ 8.613 & 8.254 & 7.89 & 7.523 & 7.151 & 6.776 & 6.397 \end{pmatrix} \cdot \text{deg}$$

$$\beta_2 = \begin{pmatrix} 20.437 & 20.197 & 19.955 & 19.711 & 19.465 & 19.217 & 18.968 \\ 20.724 & 20.481 & 20.236 & 19.989 & 19.74 & 19.49 & 19.237 \\ 21.012 & 20.766 & 20.517 & 20.267 & 20.015 & 19.761 & 19.505 \\ 21.299 & 21.05 & 20.798 & 20.545 & 20.29 & 20.032 & 19.773 \\ 21.586 & 21.334 & 21.079 & 20.822 & 20.564 & 20.303 & 20.04 \\ 21.873 & 21.617 & 21.359 & 21.099 & 20.837 & 20.572 & 20.306 \\ 22.16 & 21.9 & 21.639 & 21.375 & 21.109 & 20.841 & 20.571 \\ 22.446 & 22.183 & 21.918 & 21.651 & 21.381 & 21.109 & 20.834 \\ 22.732 & 22.465 & 22.196 & 21.925 & 21.651 & 21.375 & 21.097 \end{pmatrix} \cdot \text{deg}$$

V následujícím kroku je uveden výpočet délek táhel z_1 a z_2 , který byl již rozebrán v předcházejících kapitolách.

$$\upsilon := \arccos \left[\frac{(\text{HF})^2 + (\text{BH})^2 - (\text{BF})^2}{2 \cdot \text{HF} \cdot \text{BH}} \right]$$

$$\zeta_{i,j} := \left(\frac{\pi}{2} \right) - (\upsilon + \psi_{i,j})$$

$$x f_{i,j} := x b_{i,j} - \text{BH} \cdot \cos(\psi_{i,j}) + \text{HF} \cdot \sin(\zeta_{i,j})$$

$$y f_{i,j} := y b_{i,j} - \text{BH} \cdot \sin(\psi_{i,j}) + \text{HF} \cdot \cos(\zeta_{i,j})$$

$$z_{1,i,j} := \sqrt{(x f_{i,j} - x g)^2 + (y f_{i,j} - y g)^2}$$

$$\chi := \arccos \left[\frac{(\text{AD})^2 + (\text{AB})^2 - (\text{BD})^2}{2 \cdot \text{AB} \cdot \text{AD}} \right]$$

$$\varepsilon_{i,j} := \pi - \chi$$

$$\phi d_{i,j} := \phi_{i,j} - \varepsilon$$

$$x d_{i,j} := x a - \text{AD} \cdot \sin(\phi d_{i,j})$$

$$y D_{i,j} := y a + \text{AD} \cdot \cos(\phi d_{i,j})$$

$$z_{2,i,j} := \sqrt{(x d_{i,j} - x e)^2 + (y D_{i,j} - y e)^2}$$

Výsledné hodnoty délek táhel z1 a z2:

$$z1 = \begin{pmatrix} 551.66 & 548.371 & 545.093 & 541.827 & 538.571 & 535.326 & 532.091 \\ 547.533 & 544.25 & 540.978 & 537.717 & 534.465 & 531.225 & 527.994 \\ 543.513 & 540.236 & 536.969 & 533.712 & 530.465 & 527.229 & 524.002 \\ 539.599 & 536.326 & 533.064 & 529.812 & 526.57 & 523.337 & 520.115 \\ 535.789 & 532.522 & 529.265 & 526.017 & 522.779 & 519.551 & 516.332 \\ 532.085 & 528.823 & 525.571 & 522.327 & 519.094 & 515.869 & 512.654 \\ 528.486 & 525.229 & 521.981 & 518.743 & 515.513 & 512.293 & 509.081 \\ 524.993 & 521.741 & 518.497 & 515.263 & 512.038 & 508.821 & 505.613 \\ 521.605 & 518.357 & 515.119 & 511.889 & 508.668 & 505.456 & 502.251 \end{pmatrix} \cdot \text{mm}$$

$$z2 = \begin{pmatrix} 167.933 & 168.43 & 168.911 & 169.375 & 169.823 & 170.254 & 170.668 \\ 174.029 & 174.528 & 175.011 & 175.477 & 175.927 & 176.361 & 176.778 \\ 180.117 & 180.619 & 181.104 & 181.573 & 182.026 & 182.463 & 182.883 \\ 186.197 & 186.702 & 187.191 & 187.663 & 188.12 & 188.56 & 188.984 \\ 192.268 & 192.777 & 193.27 & 193.747 & 194.207 & 194.652 & 195.08 \\ 198.332 & 198.845 & 199.343 & 199.824 & 200.289 & 200.739 & 201.173 \\ 204.387 & 204.905 & 205.408 & 205.895 & 206.366 & 206.821 & 207.261 \\ 210.434 & 210.958 & 211.467 & 211.96 & 212.437 & 212.899 & 213.345 \\ 216.473 & 217.004 & 217.519 & 218.019 & 218.503 & 218.972 & 219.425 \end{pmatrix} \cdot \text{mm}$$

10.2 Numerický výpočet reálného stroje

Výstupními údaji nastavení polohy horního rtu nejsou polohy dané souřadnicemi xc a yc, ale pouze délky snímačů L1 a L2. Následujícím řešením bude numericky určena poloha horního rtu z délek snímačů. Níže jsou uvedeny pevné hodnoty určené z výkresové dokumentace a také „nástřel“ hodnot úhlů β_1 , β_2 , ψ a φ , který je potřeba pro iterační řešení soustav rovnic.

$$AR1 := 76.07 \text{ mm} \quad AR2 := 33.51 \text{ mm} \quad S1B := 402.45 \text{ mm} \quad S2B := 333.84 \text{ mm} \quad AB := 217.81 \text{ mm}$$

$$\alpha_1 := 54 \text{ deg} \quad \alpha_2 := 38 \text{ deg} \quad \delta_1 := 46 \text{ deg} \quad \delta_2 := 25 \text{ deg}$$

$$\beta_1 := 0.115 \text{ rad} \quad \beta_2 := 0.345 \text{ rad}$$

$$\psi := 0.132 \text{ rad} \quad \varphi := 0.119 \text{ rad}$$

$$L1 := 242.78 \text{ mm} \quad L2 := 278.19 \text{ mm}$$

Given

$$AR1 \cdot \cos(\alpha_1) + L1 \cdot \cos(\beta_1) - S1B \cos(\delta_1 - \psi) + AB \cdot \sin(\varphi) = C$$

$$AR1 \cdot \sin(\alpha_1) - L1 \cdot \sin(\beta_1) - S1B \sin(\delta_1 - \psi) + AB \cdot \cos(\varphi) = C$$

$$AR2 \cdot \cos(\alpha_2) + L2 \cdot \cos(\beta_2) - S2B \cos(\delta_2 - \psi) + AB \cdot \sin(\varphi) = C$$

$$-AR2 \sin(\alpha_2) - L2 \sin(\beta_2) - S2B \sin(\delta_2 - \psi) + AB \cdot \cos(\varphi) = 0$$

vysledky := Find($\beta_1, \beta_2, \varphi, \psi$)

$$\text{vysledky} = \begin{pmatrix} 0.133 \\ 0.368 \\ 0.158 \\ 0.15 \end{pmatrix}$$

$\beta_1 := \text{vysledky}_0$

$\beta_2 := \text{vysledky}_1$

$\varphi := \text{vysledky}_2$

$\psi := \text{vysledky}_3$

$x_b := x_a + AB \cdot \sin(\varphi)$

$y_b := y_a - AB \cdot \cos(\varphi)$

$x_c := x_b - BC \cos(\psi)$

$y_c := y_b - BC \sin(\psi)$

Výsledkem tohoto řešení je poloha horního rtu nátoku vůči globálnímu souřadnému systému.

$\varphi = 9.048\text{deg}$

$\psi = 8.578\text{deg}$

$x_c = 19.702\text{mn}$

$y_c = 5.566\text{mn}$

10.2.1 Numerický výpočet změny délek táhel z1 a z2

Postup výpočtu, kterým určíme o jakou hodnotu a jakým směrem táhla z1 a z2 potáhnout, je teoreticky rozebrán v předcházejících kapitolách. Následuje numerický výpočet, jehož výsledkem budou právě hodnoty potažení táhel.

Vstupní hodnoty:

$AB := 217.8\text{mn}$	$BC := 496.1\text{mn}$	$AD := 285.18\text{mn}$	$pf := 240.9\text{mn}$	$qf := 552.9\text{mn}$
$x_e := 660.08\text{mn}$	$y_e := 574.77\text{mn}$	$x_g := 698.66\text{mn}$	$y_g := 736.57\text{mn}$	
$x_a := 476\text{mn}$	$y_a := 294.66\text{mn}$			
$\varphi := 0.158\text{rad}$	$\psi := 0.15\text{rad}$	$\varepsilon_{\Delta} := 0.12'$		
$x_c := 15\text{mn}$	$y_c := 8\text{mn}$			
$x_{cl} := 20\text{mn}$	$y_{cl} := 5\text{mn}$			

$$x_b := x_a + AB \cdot \sin(\varphi)$$

$$y_b := y_a - AB \cdot \cos(\varphi)$$

$$x_f := x_b - pf \cdot \cos(\psi) - qf \cdot \sin(\psi)$$

$$y_f := y_b - pf \cdot \sin(\psi) + qf \cdot \cos(\psi)$$

$$x_d := x_a - AD \cdot \sin(\varphi - \varepsilon)$$

$$y_d := y_a + AD \cdot \cos(\varphi - \varepsilon)$$

$$z_1 := \sqrt{(x_f - x_g)^2 + (y_f - y_g)^2}$$

$$z_2 := \sqrt{(x_d - x_e)^2 + (y_d - y_e)^2}$$

Výpočet byl proveden diferencováním již známých rovnic:

$$dxc := x_{cl} - xc$$

$$dyc := y_{cl} - yc$$

$$d\varphi := \frac{(dxc \cdot \cos(\psi) + dyc \cdot \sin(\psi))}{AB \cdot \cos(\psi - \varphi)}$$

$$d\psi := \frac{(dxc \cdot \sin(\varphi) - dyc \cdot \cos(\varphi))}{BC \cdot \cos(\psi - \varphi)}$$

$$d\varphi = 1.183\text{deg}$$

$$d\psi = 0.433\text{deg}$$

$$dxd := -AD \cdot \cos(\varphi - \varepsilon) \cdot d\varphi$$

$$dyd := -AD \cdot \sin(\varphi - \varepsilon) \cdot d\varphi$$

$$dxb := AB \cdot \cos(\varphi) \cdot d\varphi$$

$$dyb := AB \cdot \sin(\varphi) \cdot d\varphi$$

$$dxf := dxb + pf \cdot \sin(\psi) \cdot d\psi - qf \cdot \cos(\psi) \cdot d\psi$$

$$dyf := dyb - pf \cdot \cos(\psi) \cdot d\psi - qf \cdot \sin(\psi) \cdot d\psi$$

$$dz_1 := \frac{[(x_f - x_g) \cdot dxf + (y_f - y_g) \cdot dyf]}{z_1}$$

$$dz_2 := \frac{[(x_d - x_e) \cdot dxd + (y_d - y_e) \cdot dyd]}{z_2}$$

$$dz_1 = -0.083\text{mm}$$

$$dz_2 = 5.877\text{mm}$$

11. Návrh úprav řízení

Nastavení polohy horního rtu, jak již bylo uvedeno výše, probíhá v několika krocích, kdy se poloha rtu stále přibližuje k zadaným souřadnicím, až do dosažení zadané polohy s danou přesností. To znamená, že je potřeba táhly pohnout několikrát, než dojde ke správnému nastavení polohy. Jednou z možných úprav řízení by bylo vytvoření algoritmu, který by na základě vytvořených rovnic v předcházejících kapitolách iteračním procesem posouval horní ret do požadované polohy. Další možností úpravy řízení by bylo rozdělení změny polohy do několika kroků. V závislosti na velikosti změny polohy by rozdělení tohoto kroku mohlo být přínosem pro snížení počtu iterací do dosažení dané polohy. Třetí možností úpravy řízení je rozměrová korekce mechanismu, která by vedla ke snížení vlivu funkcí sinus a kosinus, jež zapříčiňují, že horní ret nedosáhne daných souřadnic při prvním seřízení. Tato poslední úprava však vyžaduje značné zásahy do stroje nebo také výrobu nového, vzhledem ke složitosti úprav.

12. Závěr

Z výkresové dokumentace bylo vytvořeno kinematické schéma mechanismu a specifikovány problematické oblasti. Na základě kinematického schéma byly sestaveny rovnice popisující polohy a závislosti jednotlivých dílů a také vztahy mezi nimi. Po určení vztahů mezi členy mechanismu a jejich souřadnic vůči globálnímu souřadnému systému byl dále proveden výpočet, demonstrující nastavování polohy horního rtu, tak jak by byl prováděn na reálném stroji. V závěru práce byly uvedeny možnosti úpravy řízení stroje.

Seznam použité literatury

- 1) Brát Vladimír: Maticové metody v analýze a syntéze prostorových vázaných mechanických systémů, Academia, Praha 1981.
- 2) Brát V., Rosenberg J., Jáč V. : Kinematika, SNTL / Alfa, Praha 1987.
- 3) Podešva J. : Kinematika - soubor přednášek, Skriptum VŠB-TUO, Ostrava 2001.

Zdroje obrázků

- 1) Podešva Jiří : Aplikovaná mechanika - přednášky